

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Nakládací zařízení sochorů brusky BBS
Billet Loading Equipment of Grinding Machine BBS

Student: Jakub Lipus
Vedoucí bakalářské práce: doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář

Ostrava 2017

Zadání bakalářské práce

Student: **Jakub Lipus**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R010 Konstrukce strojů a zařízení
Specializace: 21 Konstrukce výrobních strojů a zařízení
Téma: **Nakládací zařízení sochorů brusky BBS**
Billet Loading Equipment of Grinding Machine BBS
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Vypracujte projekčně-konstrukční návrh nakládacího zařízení pro odběr sochorů z odběrného místa. Nakládací zařízení musí sochor odebrat z odběrného místa, přesunout odebraný sochor nad horní plochu brousícího stolu, položit ho na brousící stůl a zajet zpět mimo brousící stůl. Nakládací zařízení bude pracovat s taktem 21 ks sochorů za 3 směny (jeden pracovní den).

Výchozí parametry:

Materiál sochoru: ocel
Průřez sochoru: kvadrát (150 x 150) mm nebo (180 x 180) mm
Délka sochoru: 12 000 mm
Max. hmotnost sochoru: 3 100 kg
Teplota sochoru: okolní v uzavřené hale
Média využitelná pro pohon stroje: elektrická energie: 400 V, 50 Hz
hydraulika: pracovní tlak 120 bar.

Proveďte:

- stručné zhodnocení stávajícího stavu techniky v dané oblasti,
- zpracování možných variant a výběr nejlepšího řešení dle zvolených kritérií,
- technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného zařízení v návaznosti na výkresovou dokumentaci a výpočtovou část technické zprávy,
- projekční návrh kompletního nakládacího stroje,
- detailní konstrukční zpracování řešení pohonů, pohyblivých i nepohyblivých částí zařízení včetně během zpracování určených konstrukčních uzlů,
- výkresovou dokumentaci v celkovém formátovém rozsahu cca1xA0.

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1] FS_SME_05_003 verze: G *Zásady pro vypracování diplomové (bakalářské) práce.*,
- [2] ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura.* Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.
- [3] NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů.* 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.
- [4] BOHÁČEK, F. *Části a mechanismy strojů I a II.* Brno: VUT Brno, 1987.
- [5] LEINVEBER, J., VÁVRA, P. *Strojnické tabulky* (4. přepracované vydání). Úvaly, 2008, ALBRA – pedagogické nakladatelství. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [6] MARTÍNEK, P.: *Transportní zařízení.* Skripta VŠB-TUO 1993 - 109 s. ISBN 80-7078-165-3

- [7] Firemní literatura a podklady, odborné časopisy apod.
[8] Literární rešerše zpracovaná v rámci ročníkového a bakalářského projektu.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář**

Datum zadání: 09.12.2016

Datum odevzdání: 15.05.2017



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty



Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně všech příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě :

.....

podpis

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo,
- беру на вѣдомі, же Высoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3),
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO,
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona,
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše),
- беру на вѣдомі, же оdevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....

.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Jakub Lipus

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Nad Šárkou 27

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

LIPUS, J. *Nakládací zařízení sochorů brusky BBS*: bakalářská práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2017 57 s. Vedoucí práce: doc. Dr. Ing. Kovář, L.

Bakalářská práce se zabývá projekčně-konstrukčním návrhem nakládacího zařízení sochorů na brousící stůl. Zařízení je navrženo pro přesun sochoru o délce 1200 mm a váze 3100 kg. Na začátku je popsán stav techniky a jsou představené dva návrhy řešení nakládače. Následně je představen konstrukční návrh zařízení, které vychází z jedné z variant řešení a k přemístění sochoru využívá hydraulické válce. V dalším průběhu práce je proveden silový rozbor zařízení. Následuje výpočtová část a na závěr je provedena MPK simulace nejvíce namáhaných částí nakládacího zařízení.

ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

LIPUS, J. *Billet Loading Equipment of Grinding Machine BBS*: Bachelor Thesis. Ostrava: Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design 2017 57 s. Thesis head: doc. Dr. Ing. Kovář, L.

Bachelor thesis is dealing with the projection-design solution of billet loading equipment on the grinding table. The device is designed to move a billet of 1200 mm in length and 3100 kg in weight. The state of art and two loader solutions are presented in the first part of the bachelor thesis. In the next part is presented the design of the device, which is based on one of the solution variants and uses the hydraulic cylinders to move the billet. In the next course of work is performed the power analysis of the device. Next step is computational part and the last step are MPK simulations of the most stressed parts of the loading device.

Obsah:

Seznam použitých značek a symbolů:	9
0 Úvod	12
1.1 Průzkum trhu	13
1.2 Požadavkový list	13
1.3 Stanovení funkční struktury	14
1.4 Morfologická matice	15
1.5 Varianty nakladače	16
2 Konstrukční návrh nakladače	18
3 Silový rozbor mechanismu	19
3.1 Vstupní výpočty	19
3.2 Poloha 1	20
3.2.1 Výpočet sil působících na nakladač	20
3.2.2 Výpočet sil působících na pojezdové kladky	21
3.3 Poloha 2	22
3.3.1 Výpočet sil působících na nakladač	23
3.3.2 Výpočet sil působících na pojezdové kladky	24
3.4 Poloha 3	25
3.4.1 Výpočet sil působících na nakladač	25
3.4.2 Výpočet sil působících na pojezdové kladky	26
4 Síly působící na hydraulický válec	27
4.1 Výpočet třecí síly kladka A	27
4.2 Výpočet třecí síly kladka B	28
4.3 Síla působící na horizontální hydraulický válec	28
5 Hydraulické válce	29
5.1 Hydraulický válec 1 (horizontální)	29
5.2 Hydraulický válec 2 (vertikální)	29
5.3 Pohyb hydraulických válců a jejich rychlost	29
6 Výpočet pojezdové kladky	32
6.1 Výpočet čepu kladky	32
6.2 Výpočet konzol	34
6.3 Výpočet kolečka	36
6.4 Volba ložisek	38
7 Výpočet čepů a konzol	39
7.1 Čep 1	40
7.2 Čep 2	41

7.3	Čep 3	42
8	Výpočet svarů	44
8.1	Výpočet 1	44
9	MKP	47
9.1	Horní konstrukce	47
9.2	Pojezdový rám	50
9.3	Spodní konstrukce	51
10	Závěr	53
11	Literatura.....	55
12	Přílohy.....	56

Seznam použitých značek a symbolů:

C_0	statická únosnost ložiska	[N]
D	průměr kolečka kladky	[mm]
F	síla od sochoru	[N]
F_1	síla od sochoru, která působí na 1 nakládač	[N]
F_2	síla působící na vertikální hydraulický válec	[N]
F_A	síla působící na pojezdovou kladku A	[N]
F_B	síla působící na pojezdovou kladku B	[N]
F_K	síla působící na jednu pojezdovou kladku	[N]
F_{KL}	síla působící na kolečko pojezdové kladky	[N]
F_r	radiální síla působící na ložisko	[N]
F_v	síla působící na horizontální hydraulický válec	[N]
G	tíha od horní konstrukce	[N]
G_1	tíha od pojezdového rámu	[N]
J_x	kvadratický moment	[mm ⁴]
J'_x	kvadratický moment k posunuté ose x	[mm ⁴]
K_{max}	únosnost kolečka	[N]
M_O	ohybový moment	[N·mm]
P_0	ekvivalentní statické zatížení ložiska	[N]
R	poloměr kola pojezdové kladky	[mm]
R_e	mez kluzu	[N]
R_m	mez pevnosti	[N]
R_x, R_y	síly v otočném kloubu nakladače	[N]
R_1	síla působící na čep 2	[N]
$S_{\check{c}} \text{ až } S_{\check{c}3}$	plocha průřezu čepu	[mm ²]
$S_k \text{ až } S_{k3}$	styčná plocha pro otláčení	[mm ²]
S_0	statická bezpečnost ložiska	[-]
S_t	plocha namáhaná na tlak	[mm ²]
S_{v1}	plocha svaru 1	[mm ²]
S_{v2}	plocha svaru 2	[mm ²]
T_A	třecí síla v pojezdové kladce A	[N]
T_B	třecí síla v pojezdové kladce B	[N]
V_H	objem horizontálního hydraulického válce	[mm ³]

W_O	průřezový modul v ohybu	[mm ³]
a	rozměr svaru	[mm]
b	účinná šířka kolečka	[cm]
$d_{\check{c}} \text{ až } d_{\check{c}3}$	poloměr čepu	[mm]
e	rameno valivého odporu	[mm]
e_1	vzdálenost krajního vlákna	[mm]
$f_{LO\check{Z}}$	součinitel ložiskového tření	[-]
f_n	součinitel počtu otáček	[-]m
g	gravitační zrychlení	[m·s ⁻²]
k	součinitel bezpečnosti	[-]
k_1	součinitel závislý na materiálu a druhu provozu	[kp·cm ⁻²]
k_3, k_4	součinitel typu svařování	[-]
k_s	součinitel statické bezpečnosti svaru	[-]
k_k	součinitel bezpečnosti pro kolečko	[-]
$l_{\check{c}} \text{ až } l_{\check{c}3}$	délka čepu	[mm]
$l_{\check{c}r}$	průtok čerpadla	[l·min ⁻¹]
$l_{\check{c}r1}$	maximální průtok čerpadla	[l·min ⁻¹]
m	hmotnost sochoru	[kg]
m_{HK}	hmotnost horní konstrukce	[kg]
m_{PR}	hmotnost pojezdové rám	[kg]
n	otáčky	[ot·min ⁻¹]
p_{DOV}	dovolený tlak na otlacení	[MPa]
p_k	měrný tlak	[Mpa]
r	poloměr čepu pojezdové kladky	[mm]
r_H	poloměr těla hydraulického válce	[mm]
s_H	délka horizontálního hydraulického válce	[mm]
t_{celk}	čas jednoho cyklu nakládače	[s]
t_{H1}	minimální čas naplnění horizontálního hydr. Válce	[s]
t_H	čas naplnění horizontálního hydr. Válce	[s]
t_k	šířka konzol	[mm]
$t_{nalo\check{z}en\check{i}}$	čas naložení sochoru na brousící stůl	[s]
v_1	předběžná rychlost výsuvu hydraulických válců	[m·s ⁻¹]
v	rychlost výsuvu hydraulických válců	[m·s ⁻¹]
y	vzdálenost těžiště svaru od osy	[mm]
α	úhel sklonu nakládače	[°]

β	součinitel tloušťky svaru	[-]
σ_k	napětí v tlaku	[Mpa]
σ_O	ohybové napětí	[Mpa]
σ_{DO}	dovolené napětí	[Mpa]
σ_{Dd}	dovolené napětí v tlaku	[Mpa]
σ_{RED}	redukované napětí	[Mpa]
τ_s	napětí ve smyku	[Mpa]
τ_{DO}	dovolené napětí ve smyku	[Mpa]
$\tau_{\perp 1}$	napětí ve smyku svaru 1 od momentu	[Mpa]
$\tau_{\perp 2}$	napětí ve smyku svaru 2 od momentu	[Mpa]
$\tau_{\parallel 1}$	napětí ve smyku svaru 1 od síly	[Mpa]
$\tau_{\parallel 2}$	napětí ve smyku svaru 1 od síly	[Mpa]

0 Úvod

Manipulační technika nahrazuje různé typy lidské práce (zvedání, přenášení, pokládání). Díky technice můžeme zvedat mnohonásobně větší břemena a přenášet je na mnohonásobně větší vzdálenosti, než bychom zvládli vlastními silami.

Cílem práce je vypracovat projekčně-konstrukční návrh nakládacího zařízení sochorů na brousící stůl. Sochor musí být zařízením přesunut z odběrného místa nad hranu brousícího stolu, následně má být položen na stůl a pak musí zařízení zajet zpět mimo brousící stůl.

V první části práce bude zhodnocení stavu techniky v oblasti zařízení, které manipulují se sochorý. Následovat bude upřesnění všech požadavků na dané zařízení a zhotovení alespoň dvou návrhů zařízení, ze kterých se vybere nejvhodnější varianta řešení a od té se bude odvíjet následný konstrukční návrh zařízení. Práce bude pokračovat výpočty různých konstrukčních uzlů a na závěr bude zhotovena MKP simulace kriticky namáhaných míst.

1 Přehled stavu

1.1 Průzkum trhu

Braun (Rakousko)

Firma Braun se mimo jiné zajímá ocelářským průmyslem, viz [6]. Stejně jako firma Strojírny a Stavby Třinec, která poskytla zadání bakalářské práce, dodává rovinné brusky. K manipulaci se sochory ale používá rovinný dopravník s tlačkou (viz obr. 1.1), který v této práci má být nahrazen jiným zařízením.



Obrázek 1.1 Braun

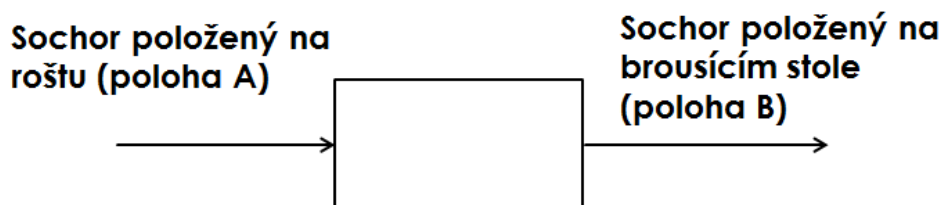
1.2 Požadavkový list

- Funkce
 - Odebrat sochor z odběrného místa a přenést ho nad brousící stůl, položit ho a zajet mimo brousící stůl
- Funkční parametry
 - Hydraulika: pracovní tlak 120 bar
 - Elektrická energie: 400 V, 50 Hz
 - Hmotnost: libovolná
 - Únosnost: 3100 kg
 - Materiál: ocel
- Provozní podmínky
 - Prostředí: nečisté
 - Četnost použití: 21x/den

- Údržba: minimální
- Životnost: min. 10 let
- Rozměrové parametry
 - Výška nakládače 1000 mm
 - Šířka nakládače max. 2000 mm
 - Vzdálenost, kterou musí sochor urazit 800 mm
 - Požadavky na design: žádné
- Ergonomické vlastnosti
 - Ovladatelnost: automatická
 - Bezpečnost práce: 100 %
- Ekonomické vlastnosti
 - Výrobní náklady: neuvedeno
 - Provozní náklady: neuvedeno
 - Cena: neuvedeno

1.3 Stanovení funkční struktury

Černá skříňka:

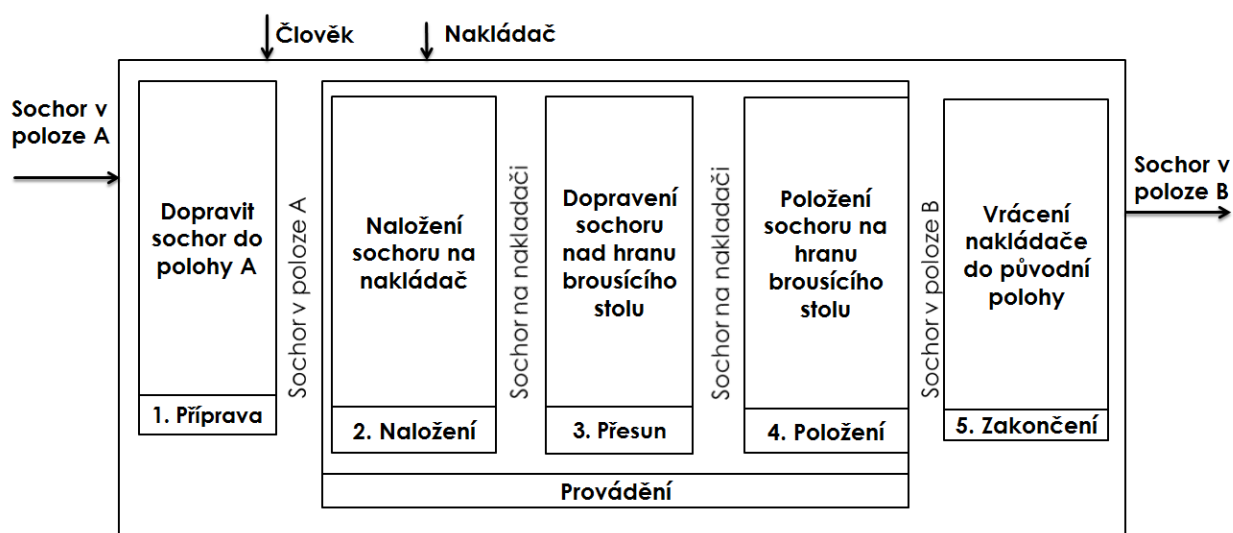


Obrázek 1.2. Černá skříňka

Technologie:

Sochor bude naložen na nakládač, následně bude přemístěn nad okraj brousícího stolu a poté bude položen na požadované místo na tomto stole. Nakonec se nakládač vrátí do původní polohy, aby nepřekážel v pohybu brousícímu stolu.

Technický proces:



Obrázek 1.3. Funkční struktura

1.4 Morfologická matice

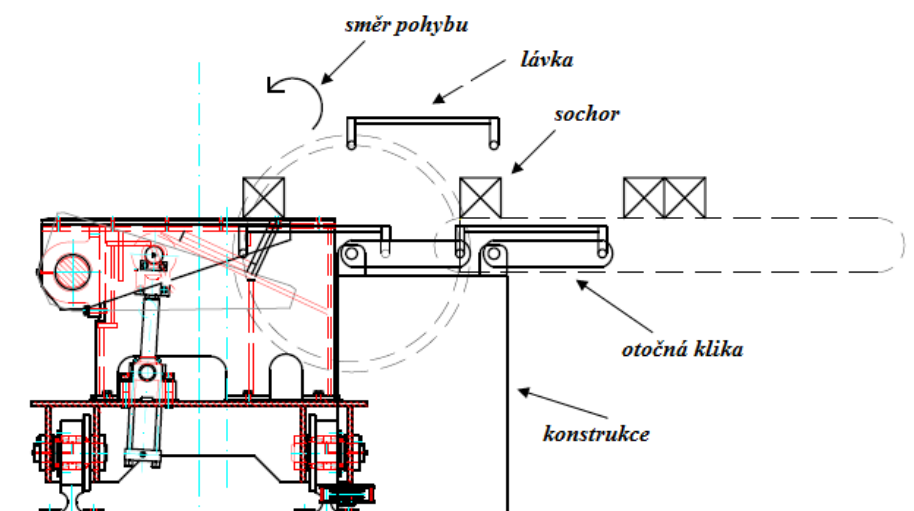
Díličí funkce		Funkční principy / orgány- nositelé funkcí			
		1	2	3	4
1	Zvednutí sochoru z odběrného místa	-hydraulický válec	-pneumatický válec	-rotační pohon	-aktuátor
2	Přesunutí sochoru nad brousící stůl	-hydraulický válec, pojezdová konstrukce	-pneumatický válec, pojezdová konstrukce	-rotační pohon	
3	Položení sochoru na brousící stůl	-hydraulický válec	-pneumatický válec	-rotační pohon	-aktuátor
4	Návrat nakládače do původní polohy	-hydraulický válec, pojezdová konstrukce	-pneumatický válec, pojezdová konstrukce	-rotační pohon	

1.5 Varianty nakladače

Pro názornost byly vytvořeny dva návrhy nakladačů.

- Návrh 1

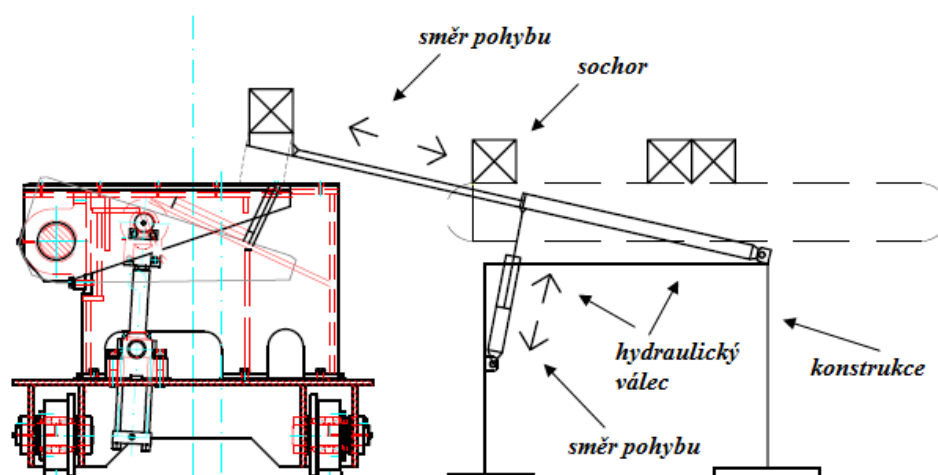
Princip: Pákový mechanismus využívá pouze rotační pohyb. V základní poloze je lávka pod úrovní sochorů. Sochor je přenesen z dopravníku na brousící stůl během jednoho cyklu (1 otáčka).



Obrázek 1.4 Návrh 1

- Návrh 2

Princip: Nakladač se skládá se dvou hydraulických válců a konstrukce. Větší válec zaručuje posun sochoru vlevo a vpravo pomocí pojezdové konstrukce, která jezdí po pojezdových kladkách. Menší válec je připevněn ke spodní části konstrukce a zaručuje zdvih celé horní konstrukce. V základní poloze je horní konstrukce umístěná těsně pod úrovní sochorů.



Obrázek 1.5 Návrh 2

Porovnání návrhů:

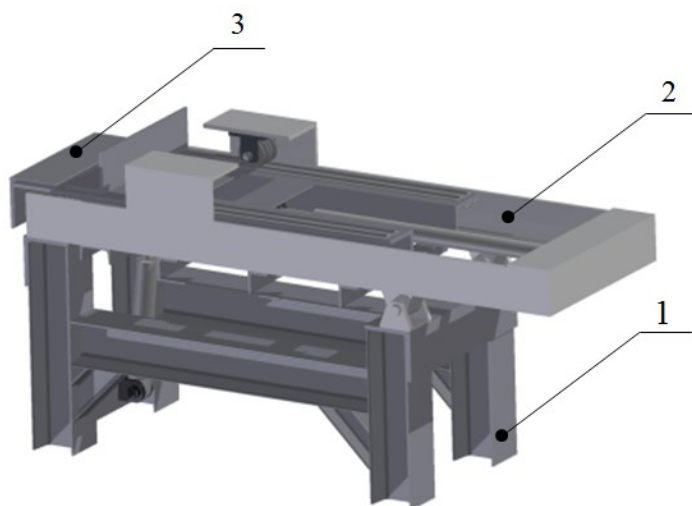
	Pákový mechanismus	Hydraulický nakládač
Pohon	- el. motor, rotační hydromotor	- 2 hydraulické válce
Pohyby	- pouze rotační - 1 cyklus	- posuv a zdvih
Výhody	- pouze 1 pohyb (rotační)	- přesné položení sochoru na stůl - malý zdvih - jednoduchá konstrukce - kombinace 2 pohybů
Nevýhody	- min. zdvih celé konstrukce 400 mm (velká spotřeba energie) - velká konstrukce (nemůže nabrat pouze 1 sochor)	- velikost konstrukce

Závěr: Pákový mechanismus využívá pouze rotační pohyb, což se domnívám, že může být bráno jako výhoda, avšak zdvih celé konstrukce min. 400 mm je moc velký, což z něj dělá nevyhovující návrh. Nakládač skládající se ze dvou hydraulických válců a konstrukce by mohl fungovat dobře. Kombinuje 2 pohyby a díky tomu pohyby nakladače nebudou zasahovat do rámu brousícího stolu.

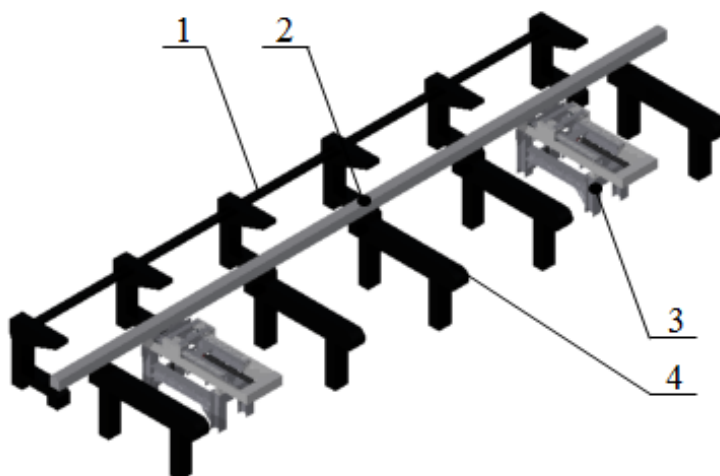
2 Konstrukční návrh nakládače

Výsledný návrh nakládače vychází z varianty 2. Pro představu z jakých částí bude nakládač zhotoven a jak bude vypadat, byl vytvořen konstrukční návrh. Nakládač se skládá z třech hlavních částí, viz obr. 2.1. V celé sestavě pak budou zvedat břemeno dva nakládače, které budou symetricky uloženy, viz obr. 2.2.

- spodní konstrukce (obr. 2.1-1)
- horní konstrukce (obr. 2.1-2)
- pojezdová konstrukce (obr. 2.1-3)
- brousící stůl (obr. 2.2-1)
- sochor (obr. 2.2-2)
- nakládač (obr. 2.2-3)
- rošt pro sochory (obr. 2.2-4)



Obrázek 1.6 Konstrukční návrh nakládače



Obrázek 1.7 Sestava

3 Silový rozbor mechanismu

Silový rozbor provádím v různých polohách a to z toho důvodu, že v každé poloze působí síly jinak jak na podpory, tak na pojezdové kladky.

3.1 Vstupní výpočty

Výpočet síly F_1 (pro všechny polohy)

$$F = m \cdot g \quad (3.1)$$

$$F = 3100 \cdot 9,81$$

$$F = 30411 \text{ N}$$

$$F_1 = \frac{F}{2}$$

$$F_1 = \frac{30411}{2}$$

$$F_1 = 15205,5 \text{ N} \rightarrow \text{v dalších výpočtech je dosazováno } F_1 = 15210 \text{ N}$$

Síla F od sochoru působí symetricky na oba nakladače. Na jeden nakladač působí síla F_1 , která je o polovinu menší než síla F .

F [N]	síla od sochoru
F_1 [N]	síla od sochoru, která působí na 1 nakladač
m [kg]	hmotnost sochoru
g [$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$]	gravitační zrychlení
F_2 [N]	síla působící na vertikální hydraulický válec
R_x, R_y [N]	síly v otočném kloubu nakladače

Výpočet tíhy od horní konstrukce nakladače

Pomocí programu Autodesk Inventor 2013 byla spočítána hmotnost horní konstrukce $m_{HK}=480\text{kg}$.

$$G = m_{HK} \cdot g \quad (3.2)$$

$$G = 480 \cdot 9.81$$

$$G = 4708,8 \text{ N} \rightarrow \text{v dalších výpočtech dosazují } 4710 \text{ N}$$

Výpočet tíhy od vrchního pojezdového rámu

Pomocí programu Autodesk Inventor 2013 byla spočítána hmotnost pojezdového rámu $m_{PK}=160\text{kg}$.

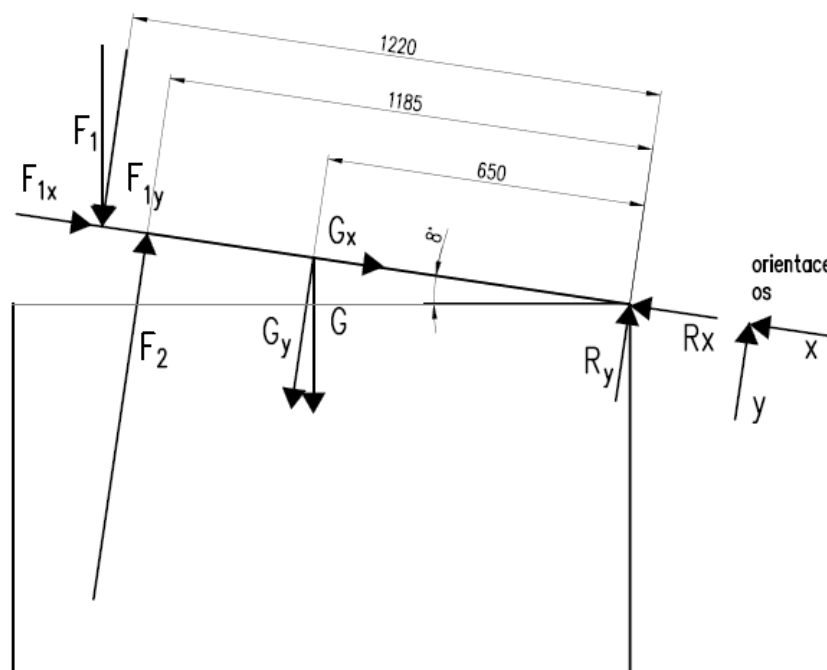
$$G_1 = m_{PR} \cdot g \quad (3.3)$$

$$G_1 = 160 \cdot 9.81$$

$$G_1 = 1628,46 \text{ N} \rightarrow \text{v dalších výpočtech dosazují } 1630 \text{ N}$$

3.2 Poloha 1

Mechanismus se zvedá ze základní polohy a nabírá sochor z odběrného místa.



Obrázek 3.1 Sílový rozbor poloha 1

3.2.1 Výpočet sil působících na nakládač

$$\text{Osa } x: \quad R_x - G_x - F_{1x} = 0 \quad (3.4)$$

$$\text{Osa } y: \quad R_y - G_y - F_{1y} + F_2 = 0 \quad (3.5)$$

$$M_A: \quad -G_y \cdot 650 - F_{1y} \cdot 1220 + F_2 \cdot 1185 = 0 \quad (3.6)$$

Výpočet síly F_2 (z momentové rovnice)

$$F_2 = \frac{G \cdot \cos(\alpha) \cdot 650 + F_1 \cdot \cos(\alpha) \cdot 1220}{1185}$$

$$F_2 = \frac{4710 \cdot \cos(8) \cdot 650 + 15210 \cdot \cos(8) \cdot 1220}{1185}$$

$$F_2 = 18065,25 \text{ N}$$

Výpočet reakčních sil v otočném kloubu

$$R_x = G \cdot \sin(\alpha) + F_1 \cdot \sin(\alpha)$$

$$R_x = 4710 \cdot \sin(8) + 15210 \cdot \sin(8)$$

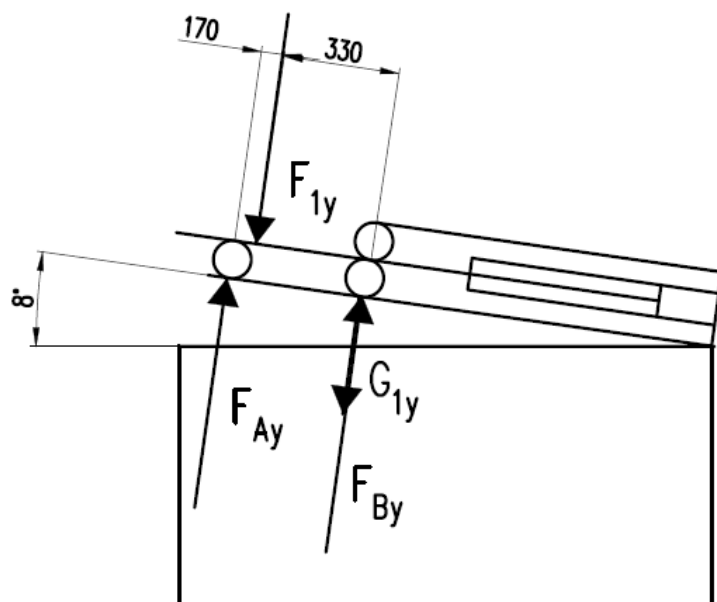
$$R_x = 2772,33 \text{ N}$$

$$R_y = G \cdot \cos(\alpha) + F_1 \cdot \cos(\alpha) - F_2$$

$$R_y = 4710 \cdot \cos(8) + 15210 \cdot \cos(8) - 18065,25$$

$$R_y = 1660,89 \text{ N}$$

3.2.2 Výpočet sil působících na pojezdové kladky



Obrázek 3.2 Rozbor kladek poloha 1

F_A	[N]	síla působící na kladku A
F_B	[N]	síla působící na kladku B
G_1	[N]	tíha od hmotnosti pojezdového rámu ($G_1=1630$ N)

$$\text{Osa } y: \quad -F_{1y} + F_A + F_B - G_{1y} = 0 \quad (3.7)$$

$$M_B: \quad F_A \cdot 500 - F_{1y} \cdot 330 = 0 \quad (3.8)$$

Výpočet síly F_A

$$F_A = \frac{F_1 \cdot \cos(\alpha) \cdot 330}{500}$$

$$F_A = \frac{15210 \cdot \cos(8) \cdot 330}{500}$$

$$\mathbf{F_A = 9940,91 \text{ N}}$$

Výpočet síly F_B

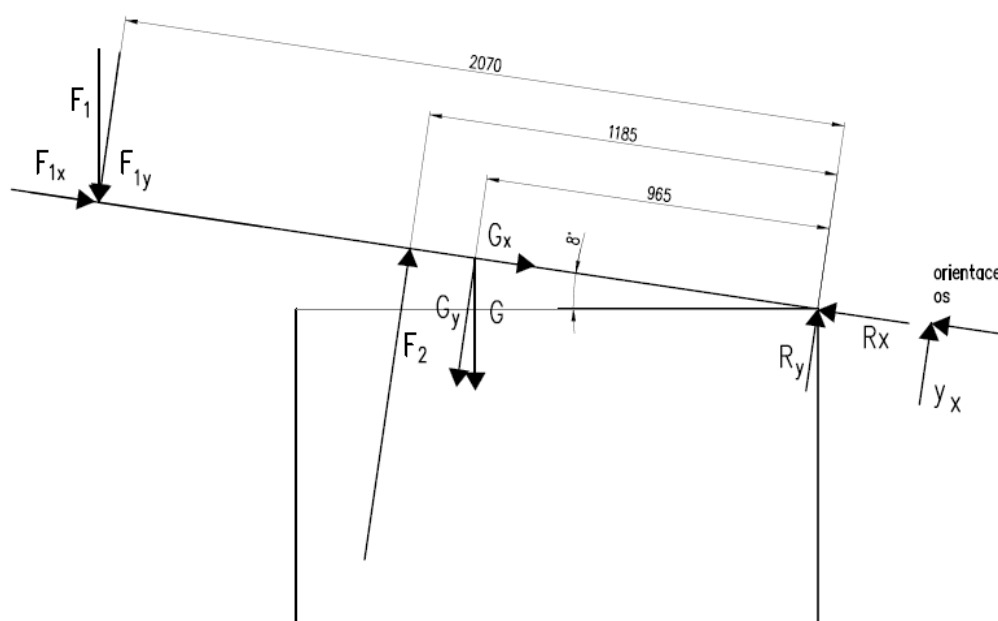
$$F_B = F_1 \cdot \cos(\alpha) - F_A + G_1 \cdot \cos(\alpha)$$

$$F_B = 15210 \cdot \cos(8) - 9940,91 + 1630 \cdot \cos(8)$$

$$\mathbf{F_B = 6735,2 \text{ N}}$$

3.3 Poloha 2

Sochor, naložený na mechanismus, se nachází v nejvyšším bodě své trajektorie.



Obrázek 3.3 Silový rozbor poloha 2

3.3.1 Výpočet sil působících na nakládač

$$\text{Osa x:} \quad R_x - G_x - F_{1x} = 0 \quad (3.9)$$

$$\text{Osa y:} \quad R_y - G_y - F_{1y} + F_2 = 0 \quad (3.10)$$

$$M_A: \quad G_y \cdot 965 - F_{1y} \cdot 2070 + F_2 \cdot 1185 = 0 \quad (3.11)$$

Výpočet síly F_2 (z momentové rovnice)

$$F_2 = \frac{G \cdot \cos(\alpha) \cdot 965 + F_1 \cdot \cos(\alpha) \cdot 2070}{1185}$$

$$F_2 = \frac{4710 \cdot \cos(8) \cdot 965 + 15210 \cdot \cos(8) \cdot 2070}{1185}$$

$$\mathbf{F_2 = 30109.04 \, N}$$

Výpočet reakčních sil v otočném kloubu:

$$R_x = G \cdot \sin(\alpha) + F_1 \cdot \sin(\alpha)$$

$$R_x = 4710 \cdot \sin(8) + 15210 \cdot \sin(8)$$

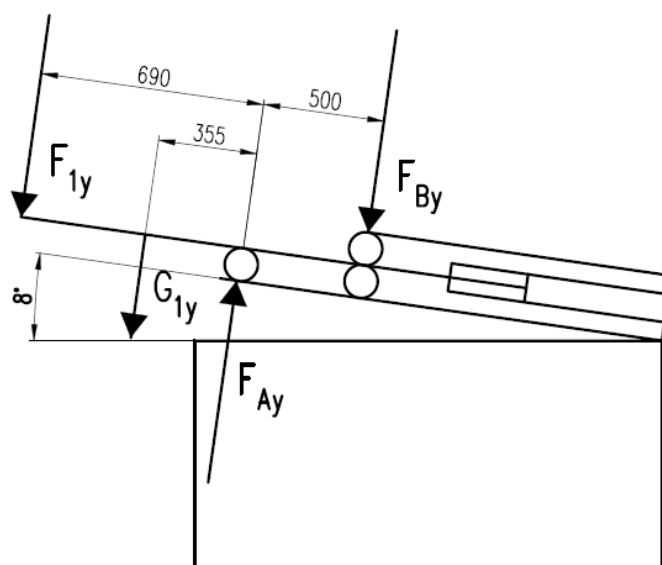
$$\mathbf{R_x = 2772,33 \, N}$$

$$R_y = G \cdot \cos(\alpha) + F_1 \cdot \cos(\alpha) - F_2$$

$$R_y = 4710 \cdot \cos(8) + 15210 \cdot \cos(8) - 30109,04$$

$$\mathbf{R_y = -10382,9 \, N}$$

3.3.2 Výpočet sil působících na pojezdové kladky



Obrázek 3.4. Rozbor kladek poloha 2

$$\text{Osa } y: \quad -F_{1y} - G_{1y} + F_A - F_B = 0 \quad (3.12)$$

$$M_A: \quad F_{1y} \cdot 690 + G_{1y} \cdot 355 - F_B \cdot 500 = 0 \quad (3.13)$$

Výpočet síly F_A :

$$F_A = F_1 \cdot \cos(\alpha) + F_B + G_1 \cdot \cos(\alpha)$$

$$F_A = 15210 \cdot \cos(8) + 21931,57 + 1630 \cdot \cos(8)$$

$$\mathbf{F_A = 38607,684 \text{ N}}$$

Výpočet síly F_B :

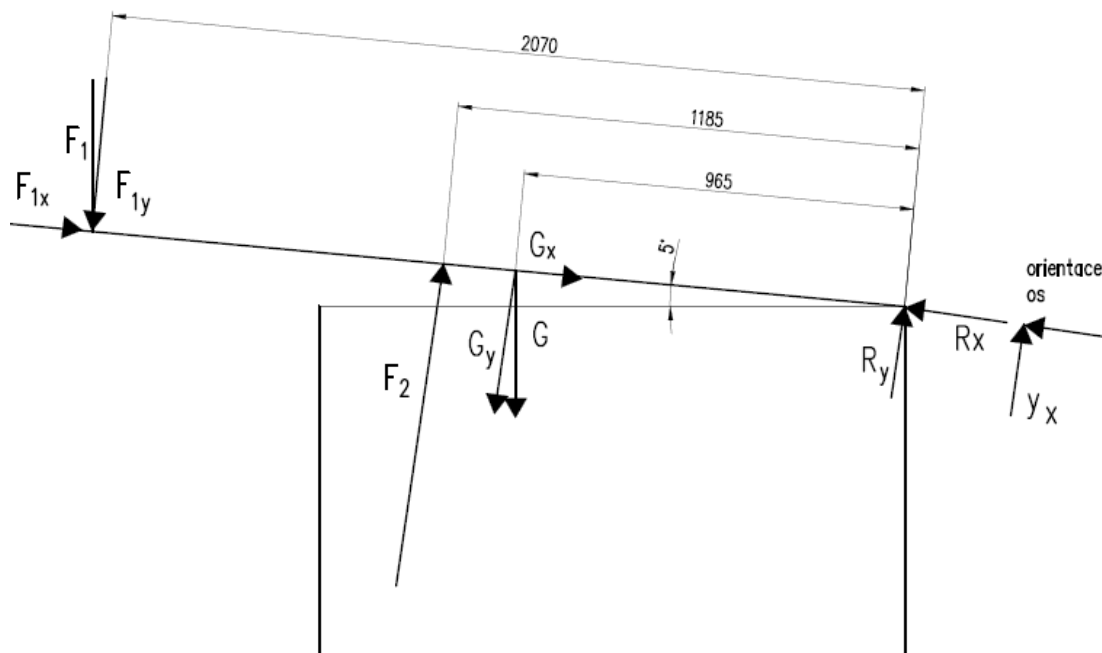
$$F_B = \frac{F_1 \cdot \cos(\alpha) \cdot 690 + G_{1y} \cdot \cos(\alpha) \cdot 110}{500}$$

$$F_B = \frac{15210 \cdot \cos(8) \cdot 690 + 1630 \cdot \cos(8) \cdot 355}{500}$$

$$\mathbf{F_B = 21931,572 \text{ N}}$$

3.4 Poloha 3

Sochor se nachází těsně nad brousícím stolem.



Obrázek 3.5. Silový rozbor poloha 3

3.4.1 Výpočet sil působících na nakládač

$$\text{Osa } x: \quad R_x - G_x - F_{1x} = 0 \quad (3.14)$$

$$\text{Osa } y: \quad R_y - G_y - F_{1y} + F_2 = 0 \quad (3.15)$$

$$M_A: \quad G_y \cdot 965 - F_{1y} \cdot 2070 + F_2 \cdot 1185 = 0 \quad (3.16)$$

Výpočet síly F_2

$$F_2 = \frac{G \cdot \cos(\alpha) \cdot 965 + F_1 \cdot \cos(\alpha) \cdot 2070}{1185}$$

$$F_2 = \frac{4710 \cdot \cos(5) \cdot 965 + 15210 \cdot \cos(5) \cdot 2070}{1185}$$

$$F_2 = 30289,24 \text{ N}$$

Výpočet reakčních sil v otočném kloubu:

$$R_x = G \cdot \sin(\alpha) + F_1 \cdot \sin(\alpha)$$

$$R_x = 4710 \cdot \sin(5) + 15210 \cdot \sin(5)$$

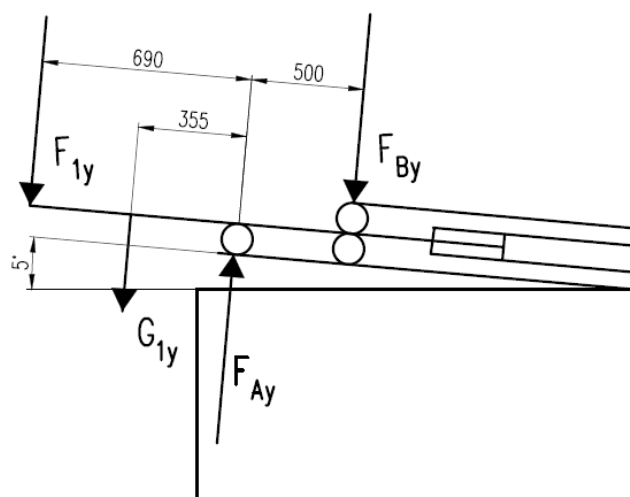
$$R_x = 1736,14 \text{ N}$$

$$R_y = G \cdot \cos(\alpha) + F_1 \cdot \cos(\alpha) - F_2$$

$$R_y = 4710 \cdot \cos(5) + 15210 \cdot \cos(5) - 26873,89$$

$$R_y = -7029,69 \text{ N}$$

3.4.2 Výpočet sil působících na pojezdové kladky



Obrázek 3.6. Rozbor kladek poloha 3

$$\text{Osa y:} \quad -F_{1y} - G_{1y} + F_A - F_B = 0 \quad (3.17)$$

$$M_A: \quad F_{1y} \cdot 690 + G_{1y} \cdot 355 - F_B \cdot 500 = 0 \quad (3.18)$$

Výpočet síly F_A

$$F_A = F_1 \cdot \cos(\alpha) + F_B + G_{1y} \cdot \cos(\alpha)$$

$$F_A = 15210 \cdot \cos(5) + 22062,82 + 1630 \cdot \cos(5)$$

$$F_A = 38838,74 \text{ N}$$

Výpočet síly F_B

$$F_B = \frac{F_1 \cdot \cos(\alpha) \cdot 690 + G_{1y} \cdot \cos(\alpha) \cdot 355}{500}$$

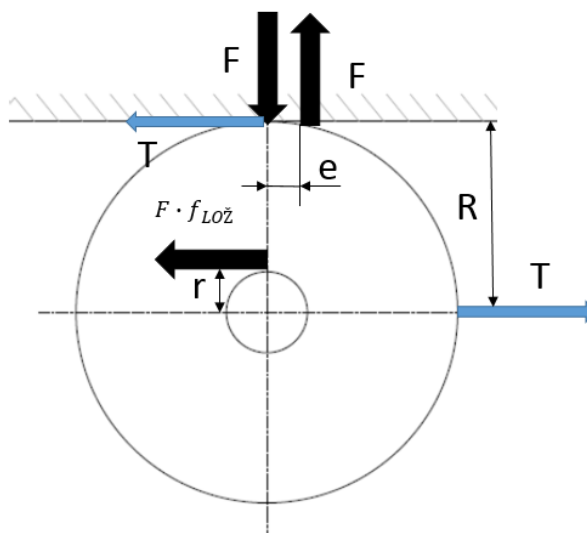
$$F_B = \frac{15210 \cdot \cos(5) \cdot 690 + 1630 \cdot \cos(5) \cdot 355}{500}$$

$$F_B = 22062,82 \text{ N}$$

4 Síly působící na hydraulický válec

Na horizontální hydraulický válec působí největší síly v poloze 2, viz kapitola 3.2. Výpočet třecích sil proveden dle [3].

4.1 Výpočet třecí síly kladka A



Obrázek 4.1 Zatížení kladky

Momentová rovnice sil působících na kladku A

$$T_A \cdot R = F_A \cdot e + F_A \cdot f_{LOŽ} \cdot r \quad (4.1)$$

$$T_A = \frac{F_A \cdot e + F_A \cdot f_{LOŽ} \cdot r}{R}$$

$$T_A = \frac{38607,684 \cdot 0,0005 + 38607,684 \cdot 0,015 \cdot 0,0175}{0,045}$$

$$T_A = 654,186 \text{ N}$$

T_A [N]	třecí síla v kladce A
F_A [N]	síla na kladku A
R [m]	poloměr kola kladky
r [m]	poloměr čepu
$f_{LOŽ}$	součinitel ložiskového tření ($f_{LOŽ}=0.015$)

- e [m] rameno valivého odporu
- závisí na deformacích podložky a kola
 - závisí na materiálu podložky a kola
 - určuje se experimentálně
 - pro materiál ocel-ocel... $e = 0,0005\text{m}$

4.2 Výpočet třecí síly kladka B

Momentová rovnice sil působících na kladku B

$$T_B \cdot R = F_B \cdot e + F_B \cdot f_{LOŽ} \cdot r \quad (4.2)$$

$$T_B = \frac{F_B \cdot e + F_B \cdot f_{LOŽ} \cdot r}{R}$$

$$T_B = \frac{21931,572 \cdot 0,0005 + 21931,572 \cdot 0,015 \cdot 0,0175}{0,045}$$

$$T_B = 371,618 \text{ N}$$

T_B [N] třecí síla v kladce B

F_B [N] síla na kladku B

4.3 Síla působící na horizontální hydraulický válec

$$F_V = R_X + T_A + T_B \quad (4.3)$$

$$F_V = 2772,33 + 654,186 + 371,618$$

$$F_V = 3798,134 \text{ N}$$

5 Hydraulické válce

5.1 Hydraulický válec 1 (horizontální)

První hydraulický válec zajišťuje horizontální posun sochoru. Jeho největší vysunutí je 870 mm a síla, která na něho působí (viz. Kapitola 4.3) $F_v=3798,134$ N. Hydraulický válec byl vybrán z katalogu firmy hydrolider, viz příloha C.

Označení: CJ2F 63/36/900 U35

5.2 Hydraulický válec 2 (vertikální)

Druhý hydraulický válec zajišťuje vertikální posun (zdvih) sochoru. Jeho největší vysunutí je 175 mm a síla, která na něho působí (viz. Kapitola 3.3.1) $F_2=30289,24$ N. Hydraulický válec byl vybrán z katalogu firmy hydrolider, viz příloha D.

Označení: CJ2F 63/36/250 – U35

5.3 Pohyb hydraulických válců a jejich rychlost

Doba nakládání

Rychlost pohybu nakládače volím velmi malou, a to z toho důvodu, aby se eliminovaly dynamické rázy. Volím tedy rychlost $v_1 \leq 0,05 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$. Rychlost vysunutí hydraulického válce je dána jeho objemem a rychlostí jakou tento objem dokáže naplnit kapalinou. Naplnění objemu válce závisí na použitém čerpadle. Horizontální i vertikální hydraulický válec bude pohánět jedno čerpadlo. Nyní bude spočítán potřebný průtok čerpadla (ze vzorce na čas naplnění hydraulického válce o daném objemu) pro docílení dané rychlosti. Výpočet proveden dle [7].

Objem horizontálního válce

$$V_H = \pi \cdot r_H^2 \cdot s_v \quad (5.1)$$

$$V_H = \pi \cdot 31,5^2 \cdot 900$$

$$V_H = 2805520,779 \text{ mm}^3 = 2,805 \text{ l}$$

Doba naplnění válce při rychlosti $v_1=0,05 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

$$t_{H1} = \frac{s_H}{v_1} \quad (5.2)$$

$$t_{H1} = \frac{0,9}{0,05}$$

$$t_{H1} = 18 \text{ s} \rightarrow \text{sochor urazí } 10 \text{ mm za } 0,2 \text{ s}$$

Maximální průtok čerpadla

$$t_{H1} = V_H \cdot \frac{6}{l_{\text{cr}1} \cdot 100000} \quad (5.3)$$

$$l_{\text{cr}1} = V_H \cdot \frac{6}{t_{H1} \cdot 100000}$$

$$l_{\text{cr}1} = 2805520,779 \cdot \frac{6}{18 \cdot 100000}$$

$$l_{\text{cr}1} = 9,35 \text{ l} \rightarrow l_{\text{cr}} \leq 9,35 \text{ l}$$

Agregát byl vybrán z firmy Hydrocom (viz příloha B).

Označení agregátu: MA-2242-01

Parametry: průtok $l_{\text{cr}}=8,5 \text{ l/min}$ při otáčkách $n=1420 \text{ ot/min}$

Doba naplnění válce při použití vybraného agregátu:

$$t_H = V_H \cdot \frac{6}{l_{\text{cr}} \cdot 100000} \quad (5.4)$$

$$t_H = 2805520,779 \cdot \frac{6}{8,5 \cdot 100000}$$

$$t_H = 19,8 \text{ s} \rightarrow \text{sochor urazí } 100 \text{ mm za } 2,2 \text{ s}$$

Výsledná rychlost pohybu válců

$$v = \frac{s}{t_H} \quad (5.5)$$

$$v = \frac{0,9}{19,8}$$

$$v = 0,045 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$$

t_{H1} [s]	minimální čas naplnění horizontálního válce
t_H [s]	čas naplnění horizontálního válce
V_H [mm ³]	objem horizontálního válce
$l_{\text{cr}1}$ [l/min]	maximální průtok čerpadla
l_{cr} [l/min]	průtok čerpadla
v [m/s]	rychlost pohybu válců

Pohyby nakládače

Aby byla manipulace se sochorem důkladná a zároveň bezpečná, je nutné postupně skombinovat pohyby obou válců. Pohyby válců můžeme rozdělit na 3 fáze a každou z nich můžeme detailně navrhnout. Názorná ukázka viz Příloha G. Rozdíl mezi rychlostí naplnění a vyprázdnění válce je minimální a tak ho zanedbávám.

-Nabrání sochoru na nakládač

-vysunutí vertikálního válce o 135 mm (3 s)

-nakládač se nachází těsně pod sochorem ale horizontální válec je ještě zasunutý, tak aby nedošlo ke kolizi sochoru s vrchním rámem nakládače

-vysunutí horizontálního válce o 60 mm (1,3 s)

-tímto se docílí přesné usazení sochoru na výsuvnou konstrukci

-vysunutí vertikálního válce 40 mm (0,9 s)

-nabrání sochoru na nakládač

-Přesun sochoru na brousící stůl

-vysunutí horizontálního válce o 808 mm (18 s)

-sochor se nachází nad brousícím stolem

-zasunutí vertikálního válce o 73 mm (1,6 s)

-sochor je položen na brousící stůl a výsuvná konstrukce se nachází těsně pod sochorem, válec se ještě nevrací do původní polohy, protože by došlo ke kolizi výsuvné konstrukce se sochorem

-Vrácení nakládače do původní polohy

-zasunutí horizontálního válce do původní polohy (19,3 s)

-zasunutí vertikálního válce do původní polohy (2,2 s)

Doba od spuštění cyklu nakládače do položení sochoru na brousící stůl s 2 sekundovým intervalem mezi každým pohybem je $t_{\text{naložení}}=32,8$ s.

Celková doba jednoho cyklu je $t_{\text{celk}}=58,3$ s.

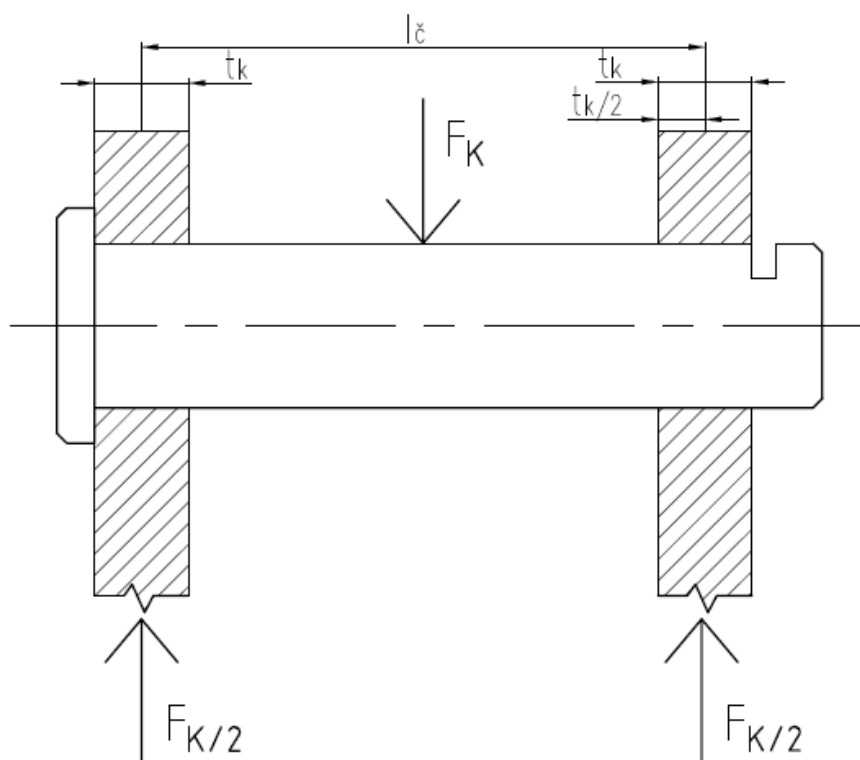
6 Výpočet pojezdové kladky

6.1 Výpočet čepu kladky

Ohybový moment

Z konstrukčního hlediska volím délku čepu $l_{\check{c}}=120$ mm a šířku konzol $t_k=20$ mm.

Maximální síla zatěžující nakládač v místě pojezdových kladek je $F_A=38838,74$ N, viz kapitola 3.2.3. V řezu nakládače jsou kladky dvě, takže na každou kladku působí síla o polovinu menší $F_K=19419,37$ N. Kladka je zatěžována symetricky, takže se může výpočet čepu zjednodušit a to tak, že síla F_K působí na střed čepu.



Obrázek 6.1 Čep kladky

$$M_o = \frac{F_K}{2} \cdot \frac{l_{\check{c}}}{2} \quad (6.1)$$

$$M_o = \frac{19419,37}{2} \cdot \frac{120}{2}$$

$$M_o = 582581,1 \text{ Nmm}$$

Dovolené ohybové napětí

Volím kvalitní materiál 42CrMo4, který se používá pro více namáhané strojní díly, zejména pro hřídele a spojovací součásti.

Vlastnosti materiálu 42CrMo4: $R_e=750$ Mpa, $R_m=1000$ Mpa pro součásti o průměru od 16 mm do 40 mm, viz příloha E.

$$\sigma_{DO} = \frac{R_e}{k} \quad (6.2)$$

$$\sigma_{DO} = \frac{750}{1,7}$$

$$\sigma_{DO} = 441,176 \text{ MPa}$$

σ_{DO} [Mpa]

dovolené napětí

R_e [Mpa]

mez kluzu materiálu

k [N]

součinitel bezpečnosti (1.6 až 1,7), volím 1,7

Návrh průměru čepu

$$\sigma_O = \frac{M_O}{W_O} \leq \sigma_{DO} \quad (6.3)$$

$$\sigma_{DO} \geq \frac{M_O}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^3}{32}} \rightarrow d_{\check{c}} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_O}{\pi \cdot \sigma_{DO}}}$$

$$d_{\check{c}} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 582581,1}{\pi \cdot 441,176}}$$

$$d_{\check{c}} \geq 23,782 \text{ mm}$$

$d_{\check{c}}$ [N]

průměr čepu

Vzhledem k vybranému typu ložiska byl zvolen průměr čepu $d_{\check{c}} = 35 \text{ mm}$

Ohybové napětí v čepu

Výpočet proveden stejně jak v předchozím bodě kapitoly při zvoleném průměru čepu $d_{\check{c}} = 35 \text{ mm}$.

$$\sigma_O = \frac{M_O}{W_O} \quad (6.4)$$

$$\sigma_O = 138,405 \text{ MPa}$$

Kontrola čepu na střih (smyk)

Dovolené napětí ve smyku pro materiál 42CrMo4 je $\tau_{DO} = 100 \text{ MPa}$, dle [4].

$$\tau_S = \frac{\frac{F_K}{2}}{S_{\check{c}}} \quad (6.5)$$

$$\tau_S = \frac{\frac{F_K}{2}}{\frac{\pi \cdot d_{\check{c}}^2}{4}}$$

$$\tau_S = \frac{\frac{19419,37}{2}}{\frac{\pi \cdot 35^2}{4}}$$

$$\tau_S = 10,092 \text{ MPa}$$

$$\tau_S \leq \tau_{DO}$$

$$10,092 \text{ MPa} \leq 100 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Výpočet redukovaného napětí podle HMM

Redukované napětí vyjadřuje vzájemný vliv smykového a ohybového napětí čepu. Tato kontrola se provádí, protože redukované napětí je vždy nepříznivější než samotné ohybové nebo smykové napětí.

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_O^2 + 3 \cdot \tau_S^2} \quad (6.6)$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{138,405^2 + 3 \cdot 10,092^2}$$

$$\sigma_{RED} = 139,504 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{RED} \leq \sigma_{DO}$$

$$139,504 \text{ MPa} \leq 441,176 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

6.2 Výpočet konzol

Materiál konzol volím ocel 11 600.

Kontrola na otláčení

Dovolený tlak na otláčení materiálu 11 600 je $P_{DOV}=40 \text{ Mpa}$, viz [5].

$$p_k = \frac{\frac{F_K}{2}}{S_k} \quad (6.7)$$

$$p_k = \frac{\frac{F_K}{2}}{t_k \cdot d_{\check{c}}}$$

$$p_k = \frac{\frac{19419,37}{2}}{20 \cdot 30}$$

$$p_k = 16,183 \text{ MPa}$$

$$p_k \leq p_{Dov}$$

$$16,183 \text{ MPa} \leq 40 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

$S_k [\text{mm}^2]$	-styčná plocha konzoly pro otláčení
$t_k [\text{mm}]$	šířka konzoly
$p_{Dov} [\text{Mpa}]$	dovolený tlak na otláčení
$p_k [\text{Mpa}]$	měrný tlak v čepu se spojovanou součástí

Kontrola na tlak

Dovolené napětí v tlaku materiálu 11 600 je $\sigma_{Dd}=110 \text{ Mpa}$ dle [1].

$$\sigma_k = \frac{F_K}{S_t} \quad (6.8)$$

$$\sigma_k = \frac{19419,37}{2 \cdot t_k \cdot (a - d_{\check{c}})}$$

$$\sigma_k = \frac{38838,74}{2 \cdot 20 \cdot (65 - 35)}$$

$$\sigma_k = 16,183 \text{ MPa}$$

$$\sigma_k \leq \sigma_{Dd}$$

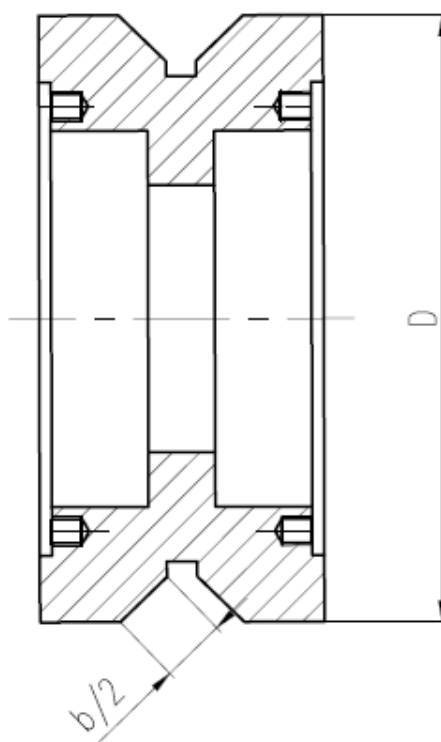
$$16,183 \text{ MPa} \leq 110 \text{ Mpa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

$\sigma_{Dd} [\text{Mpa}]$	dovolené napětí v tlaku
$\sigma_k [\text{Mpa}]$	napětí v tlaku konzoly
$S_t [\text{mm}^2]$	plocha kritického průřezu konzoly namáhaného na tlak

6.3 Výpočet kolečka

Kolečka kladek jsou počítány na únavu materiálu v dotykových plochách. Mezi projevy únavy materiálu patří tvoření jamek v místech dotyku a odlupování povrchových vrstev. Začátek tvoření jamek závisí na druhu materiálu, počtu styků a na velikosti namáhání. Vycházíme z měrného tlaku, který se vypočte podle Hertzova vzorce. Vzorce pro výpočet převzaty z [3].

Z konstrukčního hlediska je pro výpočet zvolen průměr kolečka $D=90$ mm a počítá se účinná šířka kolejnice b . Na kolečko působí síla $2x$ menší než na kladku (viz kap. 6.1) $F_{KL}=9709,685$ N = 990,112 kp (kilopond). Nejčastěji se pro pojízďecí kolečka používá litá ocel ČSN 42 2661.1, která je zvolena i v tomto výpočtu.



Obrázek 6.2 kolečko kladky

Výpočet únosnosti kolečka (přepočet jednotek)

$$K_{max} = F_{KL} \cdot k_k \quad (6.9)$$

$$K_{max} = 990,112 \cdot 2$$

$$K_{max} = 1980,224 \text{ kp}$$

Výpočet součinitele f_n

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33,3}{n}} \quad (6.10)$$

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33,3}{8,697}}$$

$$f_n = 1,56$$

Výpočet minimální šířky účinné plochy kolečka

$$K_{max} = k_1 \cdot D \cdot b \cdot f_n \quad (6.11)$$

$$b \geq \frac{K_{max}}{k_1 \cdot D \cdot f_n}$$

$$b \geq \frac{1980,224}{90 \cdot 9 \cdot 1,564}$$

$$b \geq 1,567 \text{ cm} = 15,67 \text{ mm}$$

Z konstrukčního návrhu vyniká, že účinná šířka kolečka je $b=20,9 \text{ mm} \rightarrow$ návrh kolečka vyhovuje.

K_{max} [kp]

únosnost kolečka

F_{KL} [N]

síla zatěžující kolečko

b [cm]

účinná šířka kolečka

D [cm]

průměr kolečka

f_n [-]

součinitel počtu otáček

k_k [-]

součinitel bezpečnosti pro kolečko

-volím $k=2$

k_1 [kp/cm²]

součinitel závislý na materiálu a druhu provozu

-provoz: lehký

-materiál: litá ocel

-součinitel zvolen dle [3] $k=90 \text{ kp/cm}^2$

n [ot/min]

otáčky kolečka

-otáčky vypočteny z rychlosti pohybu hydraulických válců viz kapitola 5.3

- $n=8,697 \text{ ot/min}$

6.4 Volba ložisek

Zatížení ložisek v kladce je pouze radiální. V každé pojezdové kladce budou dva kolečka a v každém kolečku budou dva radiální ložiska. Na každé ložisko bude působit síla čtyři krát menší než síla působící na kladku. Ložisko je počítáno na statickou únosnost a to z toho důvodu, že ložiska nejsou pod zatížením delší dobu. Výpočty byly provedeny dle postupu, který uvádí na svých stránkách výrobce [9].

Radiální zatížení ložiska:

$$F_r = \frac{\frac{F_A}{2}}{4} = \frac{F_A}{8} \quad (6.12)$$

$$F_r = \frac{38838,74}{8}$$

$$F_r = 4854,843 \text{ N}$$

F_r [N]	radiální síla působící na ložisko
F_A [N]	maximální síla zatěžující kladku

Ekvivalentní statické zatížení ložiska:

$$P_0 = F_r$$

$$P_0 = 4854,843 \text{ N}$$

P_0 [N]	ekvivalentní statické zatížení ložiska
-----------	--

Volím kuličkové ložiska firmy SKF

Typ ložiska: 6007-2RS1

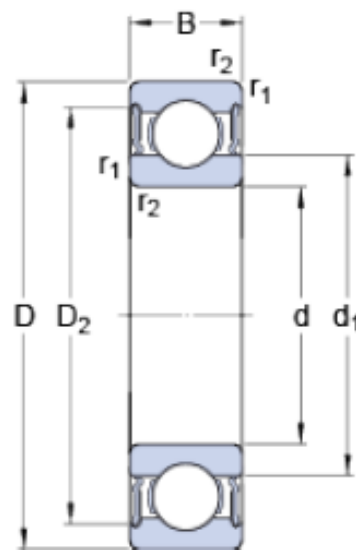
Parametry ložiska

$d=35$ mm

$D=62$ mm

$B=14$ mm

$C_0=10,2$ kN



Obrázek 6.3 Ložisko kladky

Statická kontrola ložiska

Výsledný součinitel statické bezpečnosti byl zvolen $S_0 \geq 1,5$, viz příloha A.

$$S_0 = \frac{C_0}{P_0} \quad (6.12)$$

$$S_0 = \frac{10200}{4854,843}$$

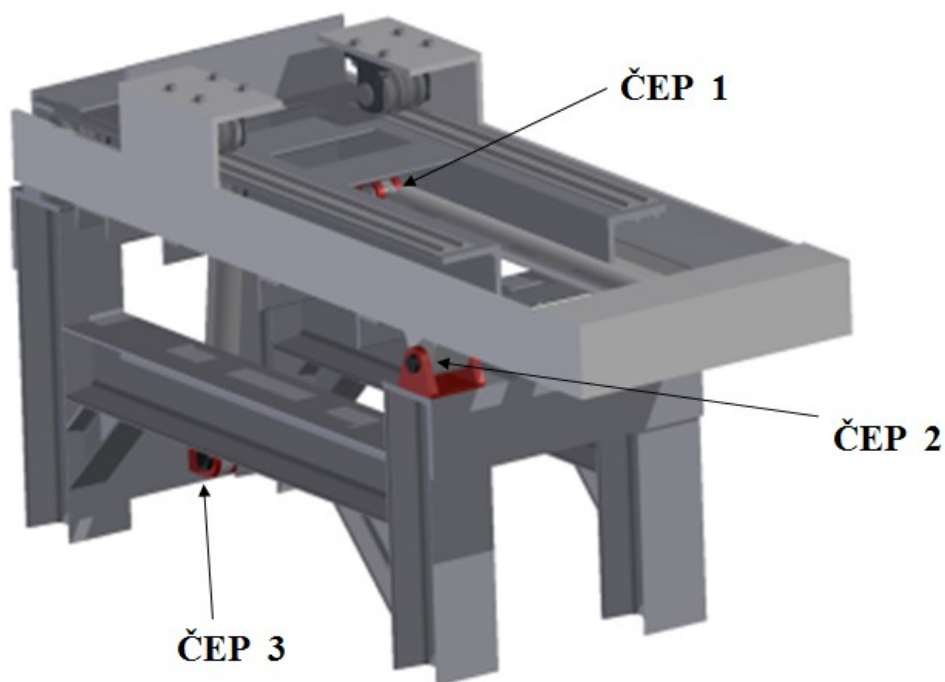
$$S_0 = 2,1$$

$$1 \leq 2,1 \rightarrow \text{vyhovuje}$$

C_0 [N]	statická únosnost ložiska
S_0 [-]	statická bezpečnost ložiska

7 Výpočet čepů a konzol

V této kapitole jsou zkontrolovány všechny čepové spoje. Výpočty jsou provedeny totožně jak kapitole 6. Nejprve se z ohledem na konstrukční řešení nakládače zvolí průměr a délka čepy a následně se vypočte ohybové napětí, smykové napětí a pak redukované napětí. Všechny výsledky musí být menší než dovolené hodnoty pro daný materiál. V druhé části výpočtu se zkontroluje konzoly, ve kterých jsou čepy usazeny. Pro výpočet a kontrolu čepů byl zvolen materiál 11 700 a pro konzoly materiál 11 600 dle [1].



Obrázek 7.1 Rozmístění čepů

7.1 Čep 1

Na tento čep působí síla $F_V = 3798.134 \text{ N}$, viz kapitola 4.3. Výpočtová délka čepu je $l_{\check{c}1} = 45 \text{ mm}$ a průměr $d_{\check{c}1} = 35 \text{ mm}$.

Ohybové napětí

Dovolené ohybové napětí materiálu 11 700 je $\sigma_{DO} = 150 \text{ MPa}$ dle [5].

$$\sigma_O = \frac{M_O}{W_O} \quad (7.1)$$

$$\sigma_O = 9,877 \text{ MPa}$$

$$\sigma_O \leq \sigma_{DO}$$

$$9,877 \text{ MPa} \leq 150 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Smykové napětí

Dovolené smykové napětí materiálu 11 700 je $\tau_{DO} = 80 \text{ MPa}$ dle [5].

$$\tau_S = \frac{\frac{F_V}{2}}{S_{\check{c}1}} \quad (7.2)$$

$$\tau_S = 1,974 \text{ MPa}$$

$$\tau_S \leq \tau_{DO}$$

$$1,974 \text{ MPa} \leq 80 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Výpočet redukovaného napětí podle HMH

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_O^2 + 3 \cdot \tau_S^2} \quad (7.3)$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{9,877^2 + 3 \cdot 1,921^2}$$

$$\sigma_{RED} = 10,452 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{RED} \leq \sigma_{DO}$$

$$10,452 \text{ MPa} \leq 150 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kontrola konzol na otlačení

Dovolený tlak na otlačení materiálu 11 600 je $p_{DOV} = 40 \text{ MPa}$ dle [5] a šířka konzol

$$t_k = 15 \text{ mm}.$$

$$p_k = \frac{\frac{F_V}{2}}{S_{k1}} \quad (7.4)$$

$$p_k = 3,617 \text{ MPa}$$

$$p_k \leq p_{Dov}$$

$$3,617 \text{ MPa} \leq 40 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

7.2 Čep 2

Na tyto čepy působí síly $R_x = 2772,33 \text{ N}$ a $R_y = 10382,9 \text{ N}$, viz kapitola 3.2.1. Na nakládači jsou symetricky uloženy dva Čepy. Výpočtová délka čepu je $l_{\check{c}2} = 114 \text{ mm}$ a průměr $d_{\check{c}2} = 30 \text{ mm}$.

Výslednice sil R_x a R_y

$$R_1 = \frac{\sqrt{R_x^2 + R_y^2}}{2} \quad (7.5)$$

$$R_1 = \frac{\sqrt{2772,33^2 + 10382,9^2}}{2}$$

$$R_1 = 5373,324 \text{ N}$$

$R_1 \text{ [N]}$	síla zatěžující čep
-------------------	---------------------

Ohybové napětí

Dovolené ohybové napětí materiálu 11 700 je $\sigma_{Do} = 150 \text{ MPa}$ dle [1].

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \quad (7.6)$$

$$\sigma_o = 57,773 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o \leq \sigma_{Do}$$

$$57,773 \text{ MPa} \leq 150 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Smykové napětí

Dovolené smykové napětí materiálu 11 700 je $\tau_{Do} = 80 \text{ MPa}$ dle [5].

$$\tau_s = \frac{\frac{R}{2}}{S_{\check{c}2}} \quad (7.7)$$

$$\tau_s = 3,801 \text{ MPa}$$

$$\tau_S \leq \tau_{DO}$$

$$3,801 \text{ MPa} \leq 80 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Výpočet redukovaného napětí podle HMM

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_O^2 + 3 \cdot \tau_S^2} \quad (7.8)$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{57,771^2 + 3 \cdot 3,801^2}$$

$$\sigma_{RED} = 58,145 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{RED} \leq \sigma_{DO}$$

$$58,145 \text{ MPa} \leq 150 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kontrola na otlačení

Tento čep je uložen v nalisovaných bronzových pouzdrech. Dovolený tlak na otlačení bronzových pouzder pro spoje s pohybem je $p_{DOV} = 30 \text{ MPa}$ dle [8] a šířka konzol

$$t_{k2} = 26 \text{ mm}.$$

$$p_k = \frac{\frac{R}{2}}{s_{k2}} \quad (7.9)$$

$$p_k = 3,444 \text{ MPa}$$

$$p_k \leq p_{DOV}$$

$$3,444 \text{ MPa} \leq 40 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

7.3 Čep 3

Na tento čep působí síla $F_2 = 30289,24 \text{ N}$ viz kapitola 3.3.1. Výpočtová délka čepu je $l_{\xi 3} = 45 \text{ mm}$ a průměr $d_{\xi 3} = 35 \text{ mm}$.

Ohybové napětí

Dovolené ohybové napětí materiálu 11 700 je $\sigma_{DO} = 150 \text{ MPa}$ dle [1].

$$\sigma_O = \frac{M_O}{W_O} \quad (7.10)$$

$$\sigma_O = 80,954 \text{ MP}$$

$$\sigma_O \leq \sigma_{DO}$$

$$80,954 \text{ Mpa} \leq 150 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Smykové napětí

Dovolené smykové napětí materiálu 11 700 je $\tau_{DO} = 80 \text{ MPa}$ dle [5].

$$\tau_S = \frac{\frac{F_2}{2}}{S_{\check{c}3}} \quad (7.11)$$

$$\tau_S = 15,741 \text{ MPa}$$

$$\tau_S \leq \tau_{DO}$$

$$15,741 \text{ MPa} \leq 80 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Výpočet redukovaného napětí podle HMM

$$\sigma_{RED} = \sqrt{\sigma_O^2 + 3 \cdot \tau_S^2} \quad (7.12)$$

$$\sigma_{RED} = \sqrt{80,954^2 + 3 \cdot 15,741^2}$$

$$\sigma_{RED} = 85,422 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{RED} \leq \sigma_{DO}$$

$$85,411 \text{ MPa} \leq 150 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Kontrola konzol na otláčení

Dovolený tlak na otláčení materiálu 11 600 je $p_{DOV} = 40 \text{ MPa}$ dle [5] a šířka konzol

$$t_{k3} = 15 \text{ mm}.$$

$$p_k = \frac{\frac{F_2}{2}}{S_{k3}} \quad (7.13)$$

$$p_k = 28,847 \text{ MPa}$$

$$p_k \leq p_{DOV}$$

$$28,847 \text{ MPa} \leq 40 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

8 Výpočet svarů

Pro všechny svary byl zvoleno poloautomatické svařování metodou MIG/MAG (koeficienty pro výpočet svarů $k_3=0,9$ a $k_4=0,8$ $\beta=1$).

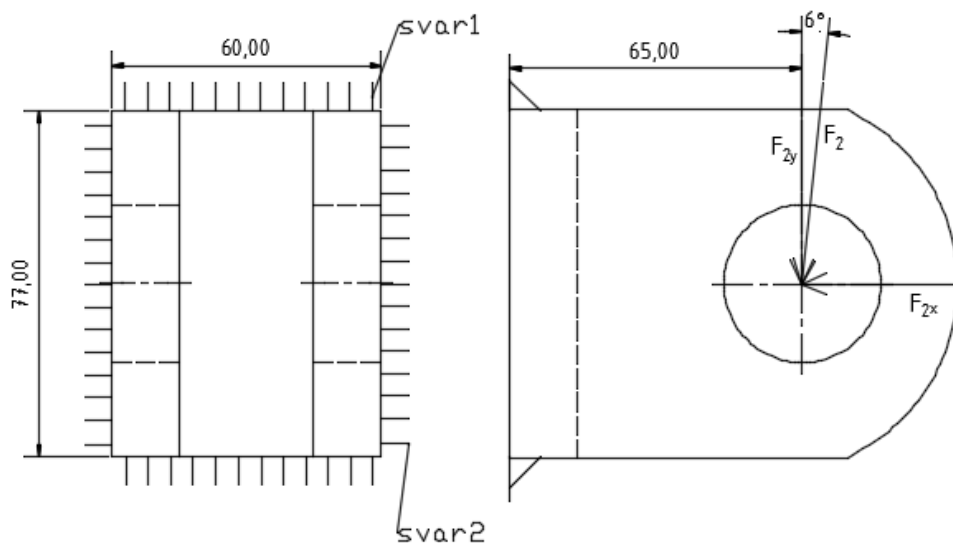
Typ svařovacího drátu: OK AUTROD 12.64 dle [10].

Parametry materiálu: $R_e=427$ Mpa, ochranný plyn EN CO_2 .

8.1 Výpočet 1

Výpočet byl proveden v místě přivaření držáku horizontálního hydraulického válce ke spodní konstrukci nakládače. Tyto svary jsou nejvíce zatíženy na celém nakládači, jelikož horizontální válec zvedá břemeno. Na svar působí síla F_{2y} , viz kapitola 3.3.1. Nejprve bylo počítáno dovolené napětí ve svarech pro daný materiál. Následně byl proveden výpočet namáhání na smyk od momentu a od síly. Následně bylo spočteno redukované napětí, jenž bylo porovnáno s dovoleným napětím. Tento postup je stejný pro svar 1 a 2. Aby byly svary vyhovující, musí být redukované napětí menší než dovolené. Výpočty provedeny dle [1].

Rozměr koutového svarů $a=10$ mm.



Obrázek 8.1 Svary

Síla F_{2y}

$$F_{2y} = F_2 \cdot \cos(6) \quad (8.1)$$

$$F_{2y} = 30289,24 \cdot \cos(6)$$

$$F_{2y} = 30123,312 \text{ N}$$

Dovolené napětí pro svary

$$\sigma_{DO} = \beta \cdot \frac{R_e}{k_s} \quad (8.2)$$

$$\sigma_{DO} = 1 \cdot \frac{620}{1,5}$$

$$\sigma_{DO} = 413,333 \text{ MPa}$$

Svar 1

Smyk od momentu

Výpočet kvadratického momentu J'_X bude proveden s pomocí Steinerovy věty

$$J'_X = \frac{60 \cdot a^3}{12} + S_{v1} \cdot y^2 \quad (8.3)$$

$$\tau_{\perp 1} = \frac{M_O}{W_O} \quad (8.4)$$

$$\tau_{\perp 1} = \frac{F_{2y} \cdot 65}{2 \cdot \frac{J'_X}{e_1}}$$

$$\tau_{\perp 1} = \frac{30123,312 \cdot 65}{2 \cdot \frac{\frac{1}{12} \cdot 60 \cdot 10^3 + 60 \cdot 10 \cdot \left(\frac{77+10}{2}\right)^2}{\frac{77}{2} + 10}}$$

$$\tau_{\perp 1} = 41,638 \text{ MPa}$$

Smyk od síly

$$\tau_{\parallel 1} = \frac{F_{2y}}{2 \cdot S_{V1}} \quad (8.5)$$

$$\tau_{\parallel 1} = \frac{30123,312}{2 \cdot 60 \cdot 10}$$

$$\tau_{\parallel 1} = 25,107 \text{ MPa}$$

Kontrola svaru

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp 1}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel 1}}{k_4}\right)^2} \quad (8.6)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{41,638}{0,9}\right)^2 + \left(\frac{25,107}{0,8}\right)^2}$$

$$\sigma_{red} = 55,905 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{Do}$$

$$55,905 \text{ MPa} \leq 413,333 \text{ MPa} \rightarrow \text{svar 1 vyhovuje}$$

Svar 2

Smyk od momentu

$$\tau_{\perp 2} = \frac{M_Q}{W_Q} \quad (8.7)$$

$$\tau_{\perp 2} = \frac{F_{2y} \cdot 65}{2 \cdot \frac{J_X}{e_1}}$$

$$\tau_{\perp 2} = \frac{30123,312 \cdot 65}{2 \cdot \frac{\frac{1}{12} \cdot 10 \cdot 77^3}{\frac{77}{2}}}$$

$$\tau_{\perp 2} = 99,073 \text{ MPa}$$

Smyk od síly

$$\tau_{\parallel 2} = \frac{F_{2y}}{2 \cdot S_{V2}} \quad (8.8)$$

$$\tau_{\parallel 2} = \frac{30123,312}{2 \cdot 77 \cdot 10}$$

$$\tau_{\parallel 2} = 19,561 \text{ MPa}$$

Kontrola svaru

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{\tau_{\perp 2}}{k_3}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\parallel 2}}{k_4}\right)^2} \quad (8.9)$$

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{99,073}{0,9}\right)^2 + \left(\frac{19,561}{0,8}\right)^2}$$

$$\sigma_{red} = 112,764 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} \leq \sigma_{Do}$$

$$112,764 \text{ MPa} \leq 413,333 \text{ MPa} \rightarrow \text{svar 2 vyhovuje}$$

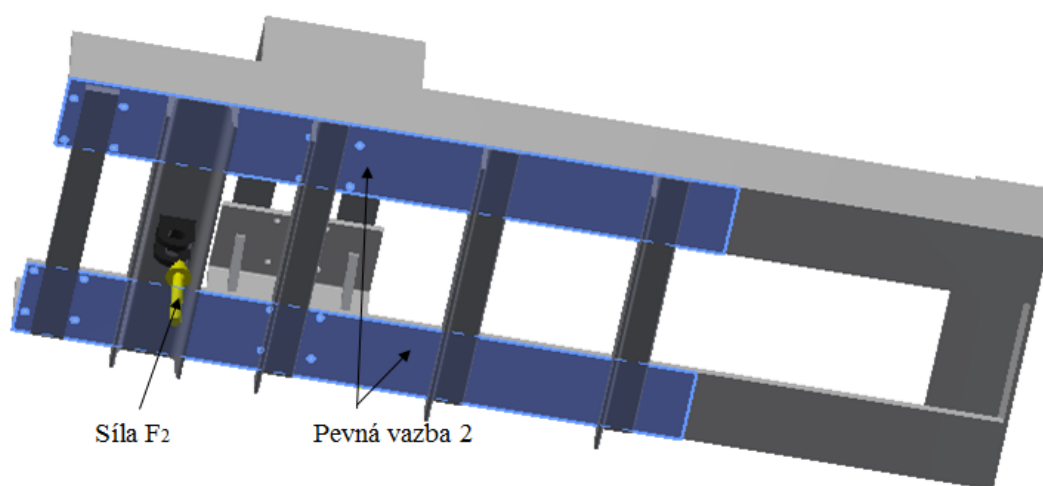
9 MKP (Metoda Konečných prvků)

MKP analýza byla provedena v programu Autodesk Inventor Profesional 2014. Kontrolovány jsou kritické místa na nakládači. Materiál nakládače je ocel 11 600 s doloženým ohybovým napětím $\sigma_{DO}=125\text{Mpa}$ dle [1].

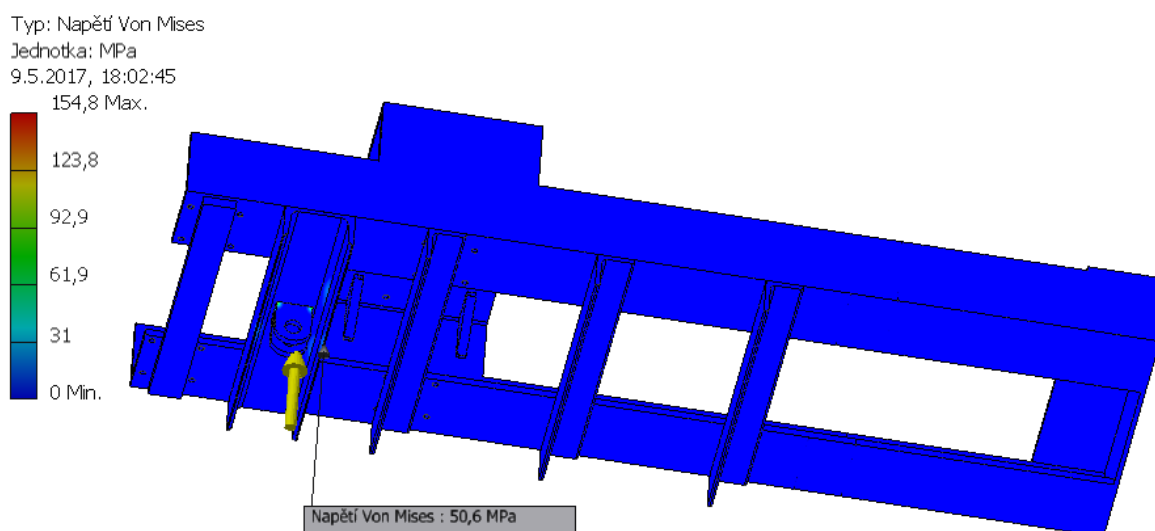
9.1 Horní konstrukce (viz výkres lip0051-1-2)

První simulace

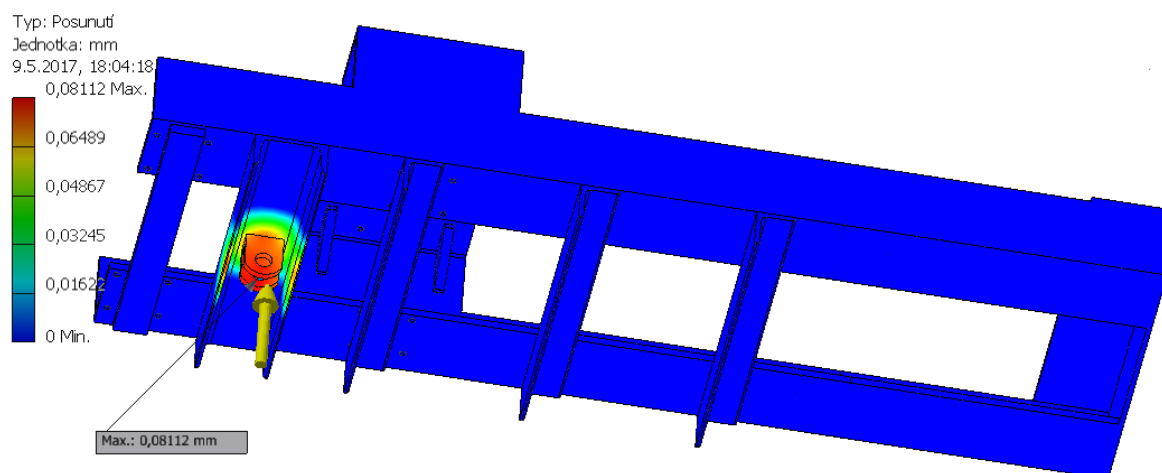
Kritické místo na horní konstrukci je profil U, na kterém je přivařena konzola k uchycení vertikálního hydraulického válce. V tomto místě působí síla $F_2 = 30289,24\text{ N}$ a pevné vazby jsou umístěny na spodních plochách horní konstrukce, viz obr. 9.1.



Obrázek 9.1 Horní konstrukce vazby a zatížení (1. simulace)



Obrázek 9.2 Horní konstrukce napětí (1. simulace)



Obrázek 9.3 Horní konstrukce posunutí (1. simulace)

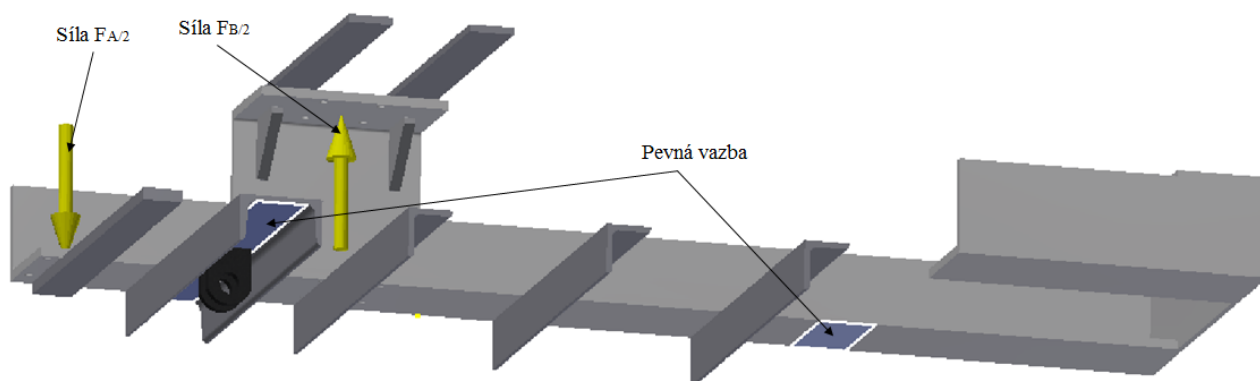
Výsledky simulace ukazují, že největší napětí je v místě přivaření konzoly k profilu U (154,8 MPa), viz obr. 9.2. Toto napětí je koncentrováno v ostré hraně z důvodů chybějícího svaru v modelu. Jako největší můžeme uvažovat napětí v boční hraně profilu U, viz obr. 9.2 (50,6 MPa), Tato hodnota není větší, než je dovolené napětí $\sigma_{DO}=125\text{MPa}$. Největší posunutí je uprostřed profilu U (0,08112 mm), viz obr. 9.3.

$$\sigma_o \leq \sigma_{DO}$$

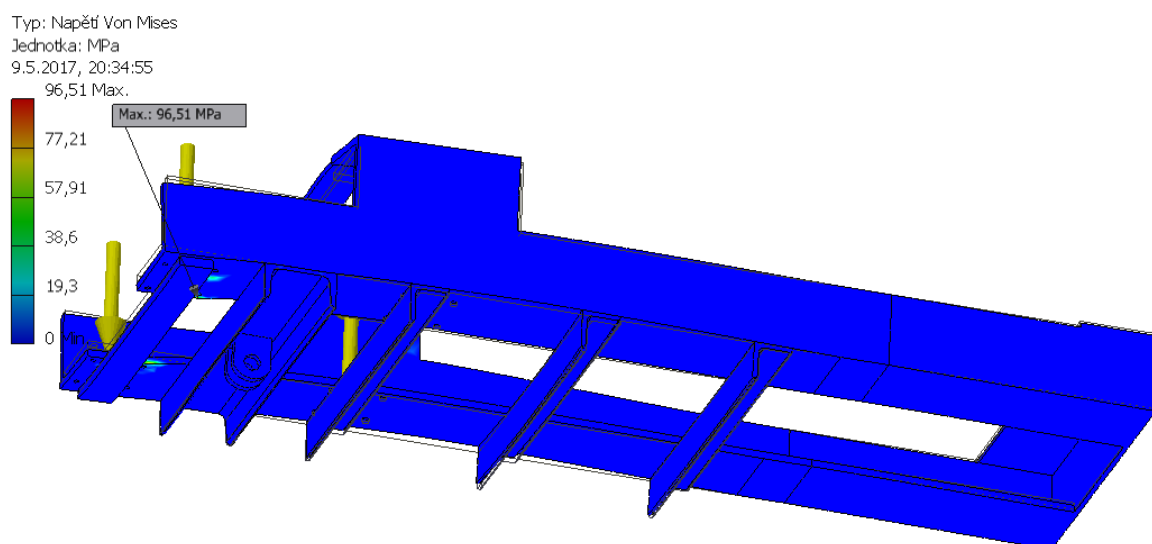
$$50,6 \text{ MPa} \leq 125 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

Druhá simulace

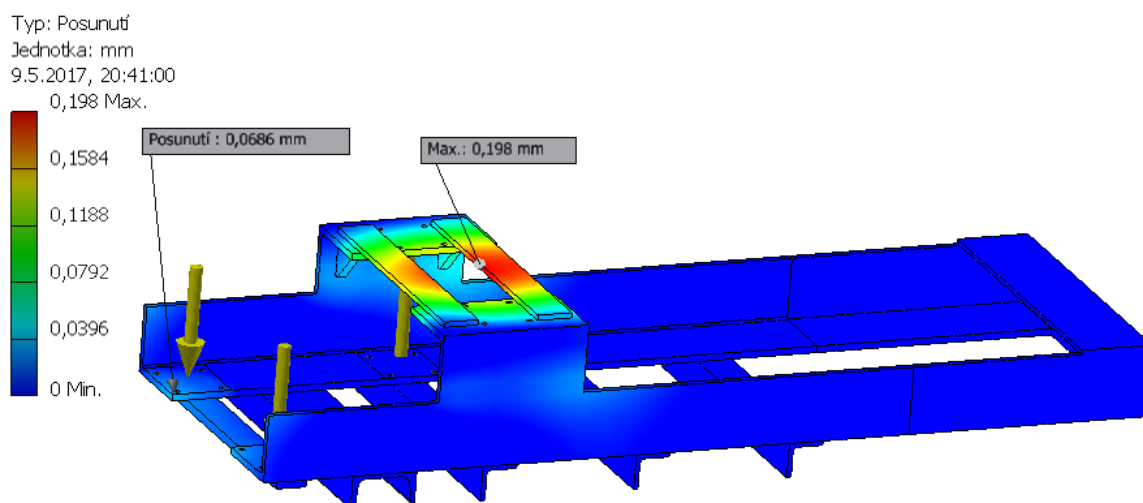
Horní konstrukce je symetricky zatěžována silami $F_A=38838,74$ a $F_B=22062,82$ N. Síly působí v místech, kde jsou na konstrukci přišroubovány pojezdové kladky. Síla F_A působí na dolní část konstrukce a síla F_B působí na horní část konstrukce, viz obr. 9.4. Pevné vazby jsou umístěny v místech přivaření otočných konzol konstrukce a v místě profilu U, který byl zkontrolován v simulaci 1. Na obrázku 9.4 je neviditelný boční profil, z důvodu přehlednosti.



Obrázek 9.4 Horní konstrukce vazby a zatížení (2. simulace)



Obrázek 9.5 Horní konstrukce napětí (2. simulace)



Obrázek 9.6 Horní konstrukce posunutí (2. simulace)

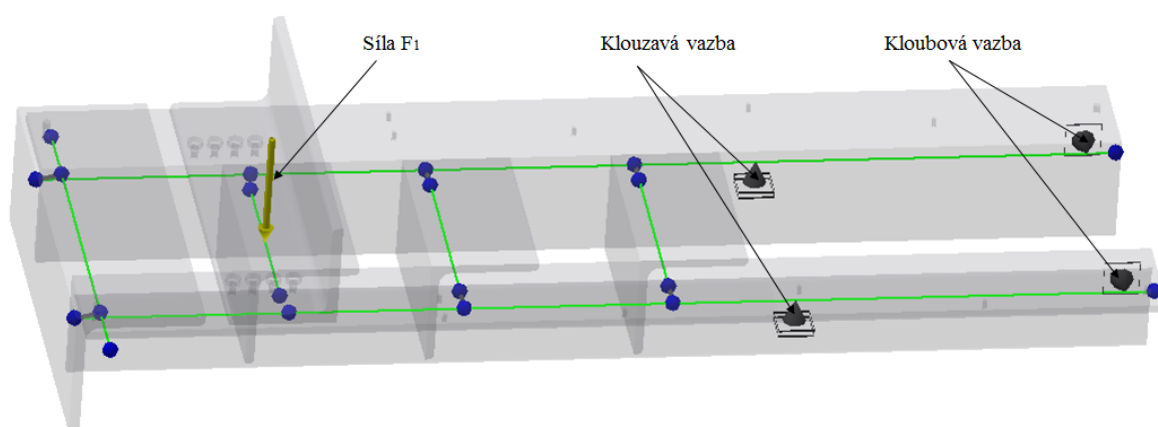
Výsledky simulace ukazují, že největší napětí je v místě působení síly F_A (96,51 MPa), viz obr. 9.5. Tato hodnota není větší, než je dovolené napětí $\sigma_{D0}=125\text{MPa}$. Největší posunutí je uprostřed obdélníkového profilu horní konstrukce (0,198 mm), viz obr. 9.3.

$$\sigma_0 \leq \sigma_{D0}$$

$$96,51 \text{ MPa} \leq 125 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

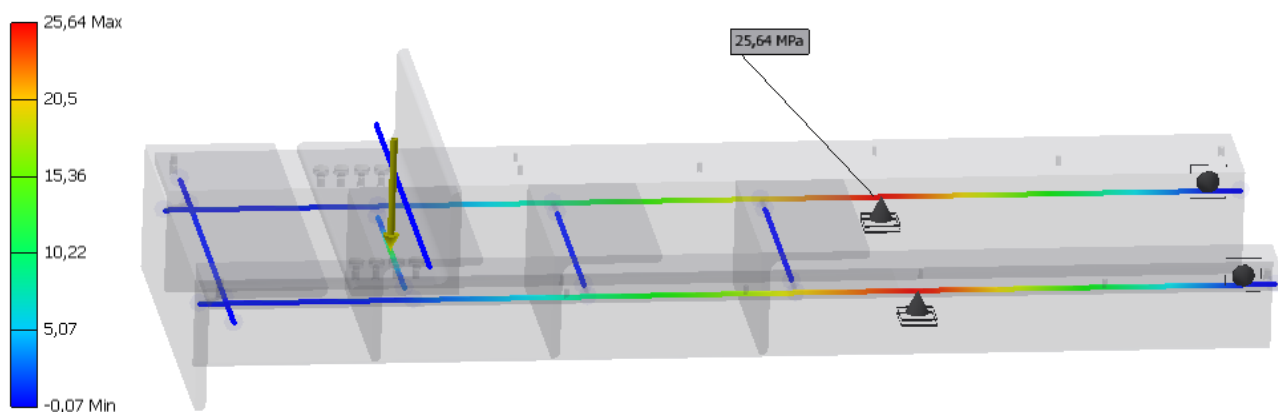
9.2 Pojezdový rám (viz výkres lip0051-1-3)

Pojezdový rám je zatěžován silou $F_1=15210$ N, kterou působí sochor na odběrné místo na rámu, viz obr. 9.5. V místě pojezdových kladek B je umístěna kloubová vazba, protože se rám v tomto místě může naklopit, ale nemůže se posunout. V místě pojezdových kladek A je klouzavá vazba, z důvodu možného posunutí a naklopení rámu kolem kladky v tomto místě, viz obr. 9.7.



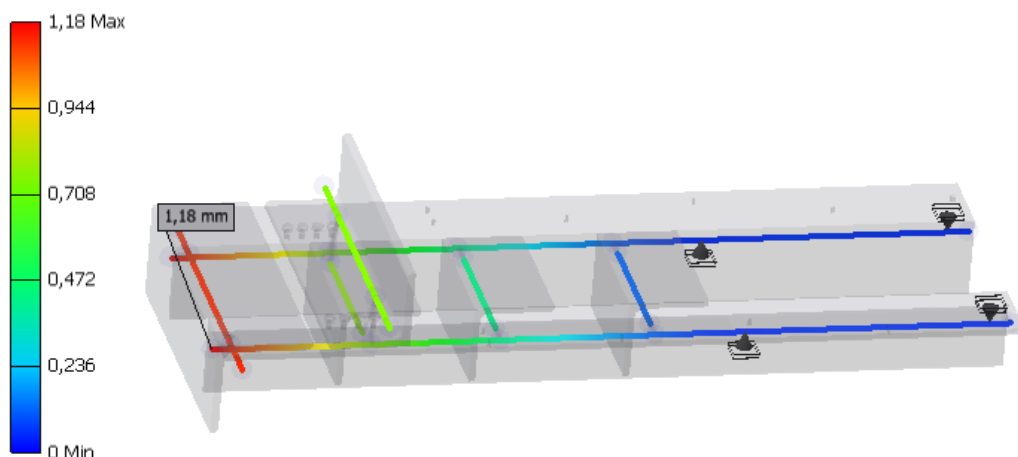
Obrázek 9.7 Pojezdový rám vazby a zatížení

Typ: Normálové napětí Smax
Jednotky: MPa
9.5.2017, 22:27:02



Obrázek 9.8 Pojezdový rám napětí

Typ: Posunutí
Jednotky: mm
9.5.2017, 21:58:34



Obrázek 9.9 Pojezdový rám posunutí

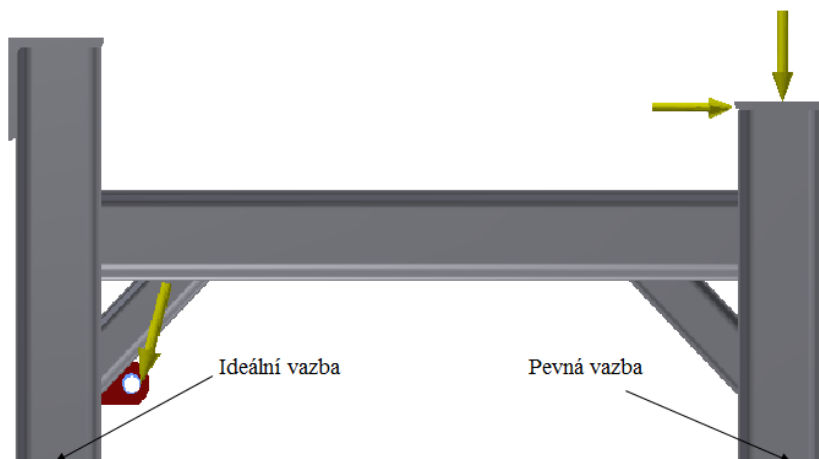
Výsledky simulace ukazují, že největší ohybové napětí je v místě pojezdových kladek A (25,64 MPa), viz obr 9.8. Tato hodnota není větší, než je dovolené napětí $\sigma_{DO}=125\text{Mpa}$. Největší posunutí se nachází na okraji pojezdového rámu (1,18 mm), viz obr. 9.9.

$$\sigma_o \leq \sigma_{Do}$$

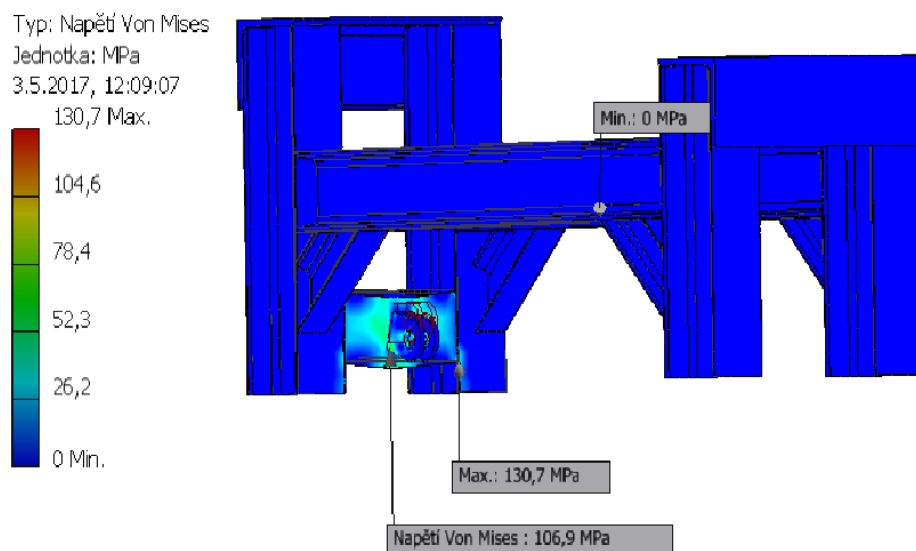
$$25,64 \text{ MPa} \leq 125 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

9.3 Spodní konstrukce (viz výkres lip0051-1-1)

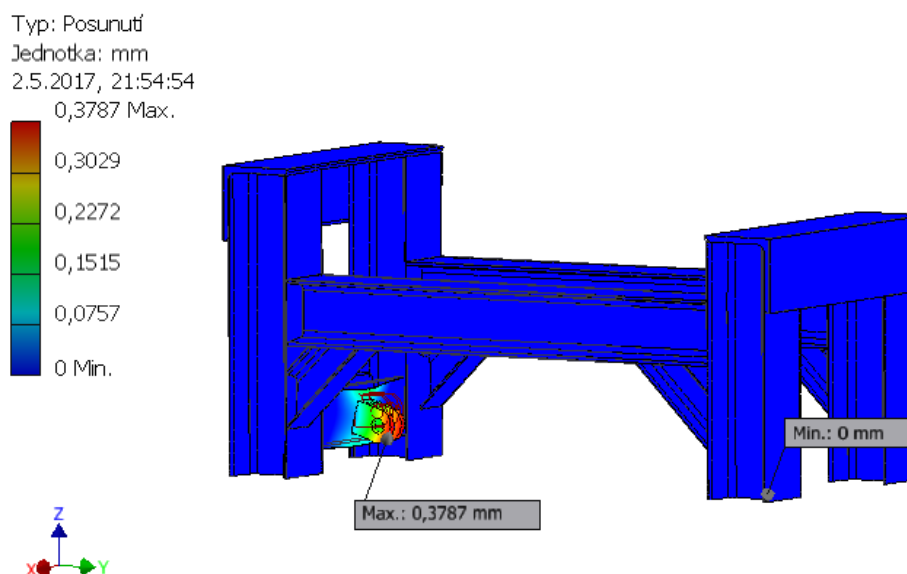
Spodní konstrukce nakládače je zatěžována silami $R_x=2772,33 \text{ N}$ a $R_y=10382,9 \text{ N}$, které působí v místě připojení horní konstrukce ke spodní konstrukci a silou $F_2=30289,24 \text{ N}$, která působí v místě ukotvení vertikálního hydr. válce. Toto místo je obzvlášť namáháno, jelikož hydraulický válec zvedá břemeno. Vazby jsou umístěny na nohou nakládače, viz obr. 9.10.



Obrázek 9.10 Spodní konstrukce vazby a síly



Obrázek 9.11 Spodní konstrukce napětí



Obrázek 9.12 Spodní konstrukce posunutí

Výsledky simulace ukazují, že největší napětí je v místě přivaření profilu I, na kterém je přivařena konzola pro hydraulický válec, k nohám konstrukce (130,7 MPa). Toto napětí je koncentrováno v ostré hraně z důvodů chybějícího svaru v modelu. Určující je tedy napětí na konzoli pro uchycení hydraulického válce (106,9 MPa), viz obr. 9.11. Tato hodnota není větší, než je dovolené napětí $\sigma_{Do}=125\text{MPa}$. Největší posunutí je také na konzoli (0,3787 mm), viz obr. 9.12.

$$\sigma_o \leq \sigma_{Do}$$

$$25,64 \text{ MPa} \leq 125 \text{ MPa} \rightarrow \text{vyhovuje}$$

10 Závěr

Tato bakalářská práce s názvem „Nakládací zařízení sochorů brusky BBS” byla po obsahové stránce uspořádána s ohledem na zadání.

Cílem práce bylo vypracovat projekčně-konstrukční návrh nakládacího zařízení sochorů na brousící stůl. Sochor měl být zařízením přesunut z odběrného místa nad hranu brousícího stolu, následně měl být položen na stůl a pak musí zařízení zajet zpět mimo brousící stůl.

Začátek práce se věnuje stručnému popisu techniky v oblasti manipulace s hutním materiálem a upřesnění požadavků na dané zařízení. V další části práce byly zpracovány dvě možné varianty řešení. První varianta využívala pro přesun sochoru rotační pohyb lávky a druhá varianta k pohybu využívala hydraulické válce. Pro další postup byla zvolena varianta s hydraulickými válci, která splňovala požadavky na dané nakládací zařízení. Dále byl zhotoven konstrukční návrh nakládače a byl proveden silový rozbor zařízení, na základě čehož byly vybrány vhodné hydraulické válce pro přesun sochoru. Následně byla navrhnutá pojezdová kladka s drážkou ve tvaru Y, po které se pohybuje pojezdový rám nakládače. Návrh zahrnuje výpočet kolečka, čepu, konzol a kontrolu zvolených ložisek. Největším úskalím této části práce byl výpočet účinné šířky kolečka kladky. V dalším průběhu práce byly provedeny výpočty dalších konstrukčních uzlů nakládače, jako jsou čepy a svary. V závěru práce byly provedeny MKP simulace kritických míst na nakládacím zařízení. Poslední částí je výkresová dokumentace, která obsahuje výrobní výkres kolečka a čepu, výkres nakládacího zařízení a výkres sestavy brousícího stolu s nakládacím zařízením.

Poděkování

Na tomto místě chci poděkovat panu doc. Dr. Ing. Ladislavu Kováři za čas, který se mnou strávil na konzultacích, během kterých mi poskytl cenné rady a připomínky pro psaní této bakalářské práce.

11 Literatura

- [1] Leinveber J. a Vávra P. *Strojnické tabulky*. (čtvrté doplněné vydání). Úvaly: ALBRA, 2008. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [2] HOSNEDL, S. a KRÁTKÝ, J. *Příručka strojního inženýra: Obecné strojní části I*. Brno: Computer Press, 1999. ISBN 80-7226-055-3.
- [3] REMTA, F., L. KRUPKA a F. DRAŽAN. *Jeřáby: 1.díl*. Druhé, přepracované a doplněné vydání. Praha: Nakladatelství Technické Literatúry, 1974.
- [4] KALÁB, K. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací*. Ostrava: VŠB-Technická univerzita Ostrava, 2009. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [5] HOSNEDL, S. *Obecné strojní části 1: teoretické základy, spoje, přenosové části, otočná uložení, akumulátory energie, hřídelové spojky* [online]. Plzeň: Západočeská univerzita v Plzni, 2012 [cit. 2017-05-09]. ISBN 978-80-261-0125-3.
- [6] Firma Braun. *BRAUN Maschinenfabrik Gesellschaft m.b.H.* [online]. [cit. 2017-05-08]. Dostupné z: <http://braun.at/>
- [7] Hydraulické válce. *CS Technika s.r.o.* [online]. [cit. 2017-03-02]. Dostupné z: <https://www.kardanka.cz/>
- [8] Kluzná ložiska. *MIDOL, s.r.o.-kluzná ložiska* [online]. [cit. 2017-04-02]. Dostupné z: <https://www.kluznaloziska.cz/>
- [9] Statické zatížení ložiska. *SKF CZ a.s.* [online]. [cit. 2017-05-03]. Dostupné z: <http://www.skf.com/>
- [10] Svařovací materiál OK AUTROD 12.64. *ESAB VAMBERK, s.r.o. člen koncernu* [online]. [cit. 2017-05-08]. Dostupné z: <http://esab.cz/>

12 Přílohy

Seznam příloh:

Příloha A:	Tabulka pro součinitel statické bezpečnosti ložiska
Příloha B:	Agregát
Příloha C:	Hydraulický válec CJ2F 63/36/900 U35
Příloha D:	Hydraulický válec CJ2F 63/36/250 – U35
Příloha E:	Vlastnosti materiálu 42CrMo4
Příloha F:	Výkresová dokumentace
Příloha G:	CD

Příloha A

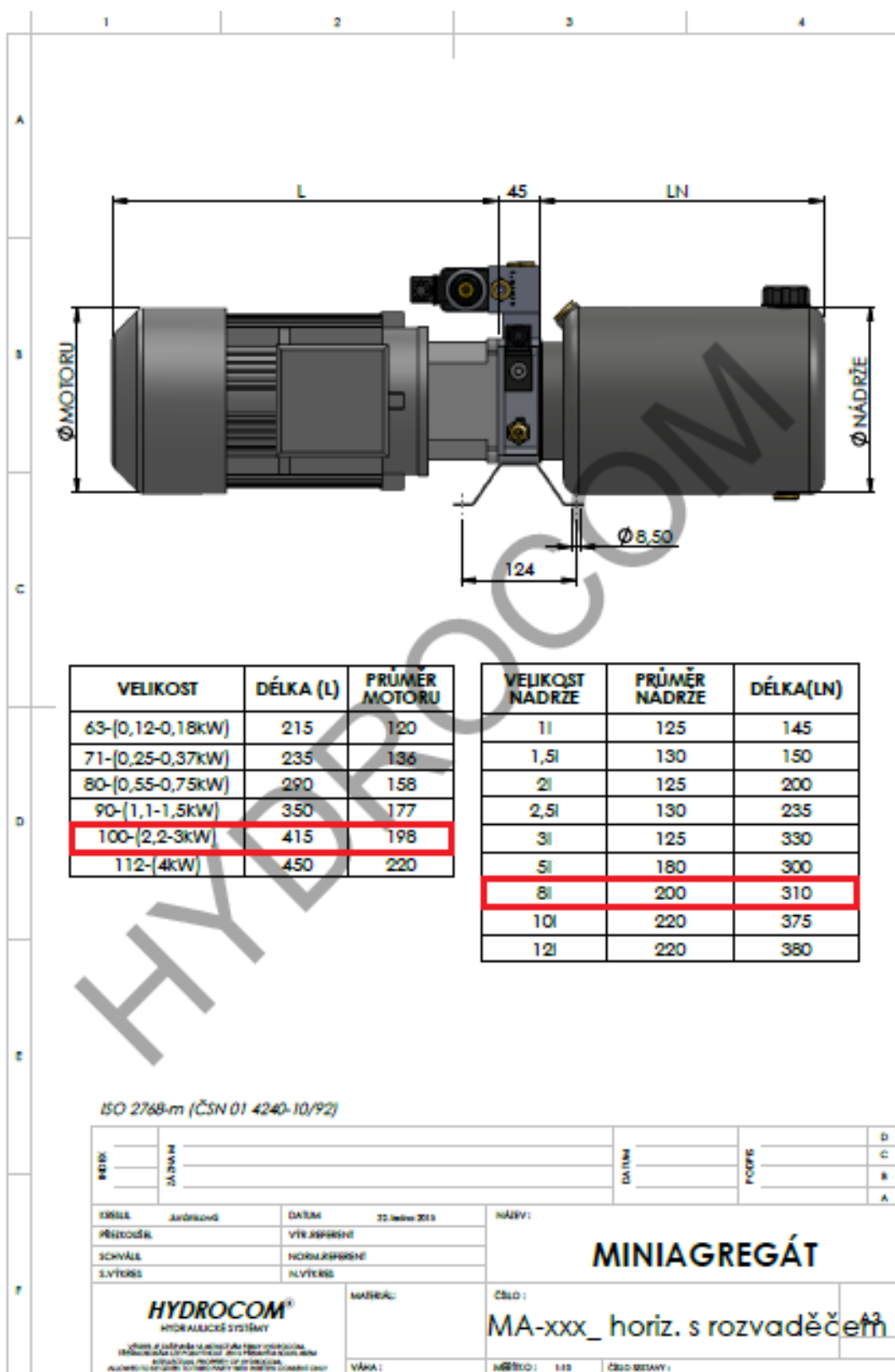
Tabulka - Směrné hodnoty součinitele statické bezpečnosti s_0

Provozní podmínky	Rotující ložisko						Nerotující ložisko	
	Požadavky na tichý chod		normální	vysoké				
	zanedbatelné							
	Bodový styk	Čárový styk	Bodový styk	Čárový styk	Bodový styk	Čárový styk	Bodový styk	Čárový styk
Klidný běh, bez vibrací	0,5	1	1	1,5	2	3	0,4	0,8
Normální	0,5	1	1	1,5	2	3,5	0,5	1
Výrazné rázové zatížení ¹⁾	≥1,5	≥2,5	≥1,5	≥3	≥2	≥4	≥1	≥2

Pro axiální soudečková ložiska je vhodné použít $s_0 \geq 4$, pro kuželíková ložiska s plným počtem kuželíků (ložiska stavěcích vřeten) $s_0 \geq 2,5$, a pro válečková a kuželíková ložiska s ocelovou čepovou klecí $s_0 \geq 2$.

1) Pokud není známa velikost rázového zatížení, měly by být použity hodnoty s_0 alespoň stejně velké jako výše uvedené hodnoty. Jestliže je známa přesná velikost rázových zatížení, lze použít nižší hodnoty s_0 .

Příloha B



Příloha C

Hydraulický válec dvoučinný - CJ2F 63/36/900 U35



Specifikace:

Délka [mm] - 1182

Délka tahu [mm] - 900

Provozní teplota -40C...+60C

provozní tlak 250 bar

Doporučený olej : Olej hydraulický

Kloubová hlava s otvorem pro čep o průměru 35mm

záruka 2 roky

MPa	bar	atm	psi	Tlačná síla kg
6	60	59,22	870,23	1910
8	80	78,95	1160,31	2545
10	100	98,69	1450,38	3180
12	120	118,43	1740,45	3815
14	140	138,17	2030,53	4450
16	1600	157,91	2320,60	5085
18	180	177,64	2610,68	5720
20	200	197,38	2900,75	6355
22	220	217,12	3190,83	6995
24	240	236,86	3480,91	7630

Příloha D

Hydraulický válec dvoučinný - CJ2F 63/36/250 U35



Specifikace:

Délka [mm] - 530

Délka tahu [mm] - 250

Provozní teplota -40C...+60C

provozní tlak 250 bar

Doporučený olej : Olej hydraulický

Kloubová hlava s otvorem pro čep o průměru 35mm

záruka 2 roky

MPa	bar	atm	psi	Tlačná síla kg
6	60	59,22	870,23	1910
8	80	78,95	1160,31	2545
10	100	98,69	1450,38	3180
12	120	118,43	1740,45	3815
14	140	138,17	2030,53	4450
16	1600	157,91	2320,60	5085
18	180	177,64	2610,68	5720
20	200	197,38	2900,75	6355
22	220	217,12	3190,83	6995
24	240	236,86	3480,91	7630

Příloha E

Karta vlastnosti materiálu 42CrMo4 z firmy Bohdan Bolzano s.r.o.

Přehled vlastností oceli 42CrMo4 (42CrMoS4)												1.7225 (1.7227)					
Druh oceli	Nízkoalokovaná ušlechtilá chrom - molybdenová ocel k zušlechťování																
TDP	ČSN EN 10083-3: 2007																
Dřívější označení	42CrMo4 (42CrMoS4) podle ČSN EN 10083-1: 1991+A1: 1996; 42CrMo4 (42CrMoS4) podle DIN 17200, 15 142 podle ČSN																
Použití	Ocel s vyšší prokalitelností pro výše namáhané strojní díly. Po zakalení dosahuje tvrdosti přibližně 58 HRC. Do průměru 100 mm lze po zušlechťování docílit pevnosti nad 1000 MPa při ještě dostatečné houževnatosti. Není náchylná k popouštění křehkosti. Kalí se do méně razantního kalicího prostředí, poněvadž je náchylná ke vzniku kalicích trhlin v místech s vrubovým účinkem nebo povrchových vad. V kaleném stavu dobře odolává opotřebení. Patří k nejčastěji používané oceli k zušlechťování.																
Chemické složení v hmot. % (rozbor tavby)	C	Si max.	Mn	P max.	S max. ¹⁾	Cr	Mo	Ni	V								
	0,38 – 0,45	max. 0,40	0,60 – 0,90	max. 0,025	max. 0,035	0,90 – 1,20	0,15 – 0,30	-	-								
Složení hotového výrobku ²⁾	0,36 – 0,47	max. 0,43	0,56 – 0,94	max. 0,030	max. 0,040	0,85 – 1,25	0,12 – 0,33	-	-								
Mechanické vlastnosti v zušlechťném stavu. ³⁾	Průměr mm		R _e min. MPa		R _m MPa		A min. %		Z min. %		KV min. J						
	d ≤ 16		900		1100 - 1300		10		40		-						
	16 < d ≤ 40		750		1000 - 1200		11		45		35						
	40 < d ≤ 100		650		900 - 1100		12		50		35						
	100 < d ≤ 160		550		800 - 950		13		50		35						
	160 < d ≤ 250		500		750 – 900		14		55		35						
Maximální hodnoty tvrdosti pro stav :	Zpracováno na stříhatelnost				Žiháno na měkko						Povrchově kaleno (tvrdost povrchu)						
	HB max. 255				HB max. 241						HRC min. 53						
Prokalitelnost ⁴⁾	Vzdálenost od plochy kaleného čela zkušebního tělesa v mm																
	Tvrdost v HRC																
	⁵⁾	Mez	1,5	3	5	7	9	11	13	15	20	25	30	35	40	45	50
	+H	max.	61	61	61	60	60	59	59	58	56	53	51	48	47	46	45
		min.	53	53	52	51	49	43	40	37	34	32	31	30	30	29	29
	+HH	max.	61	61	61	60	60	59	59	58	56	53	51	48	47	46	45
		min.	56	56	55	54	52	48	46	44	41	39	38	36	36	35	34
	+HL	max.	58	58	58	57	56	54	53	51	49	46	44	42	41	40	40
		min.	53	53	52	51	49	43	40	37	34	32	31	30	30	29	29